

---

# DIPLOMARBEIT

---

Herr Ing.  
**Sebastian Matt**

**Entwicklung und Aufbau einer  
speziellen Prüfeinrichtung zur  
realitätsnahen Simulation von  
Praxisbelastungen an unter-  
schiedlichen Getriebearten  
von handgeführten  
Rasenmähern**

Mittweida, 2013



# **DIPLOMARBEIT**

---

## **Entwicklung und Aufbau einer speziellen Prüfeinrichtung zur realitätsnahen Simulation von Praxisbelastungen an unter- schiedlichen Getriebearten von handgeführten Rasenmähern**

Autor:  
**Herr Ing.**

**Sebastian Matt**

Studiengang:  
**Maschinenbau Mechatronik**

Seminargruppe:  
**KM09s2FA**

Erstprüfer:  
**Prof. Dr. Ing. Hans-Gerhard Kretzschmar**

Zweitprüfer:  
**Dipl. Ing. Rudolf Wagner**

Einreichung:  
**Mittweida, 31.01.2013**

Verteidigung/Bewertung:  
**2013**



## **Bibliografische Beschreibung:**

Matt, Sebastian:

Entwicklung und Aufbau einer speziellen Prüfeinrichtung zur realitätsnahen Simulation von Praxisbelastungen an unterschiedlichen Getriebearten von handgeführten Rasenmähern. - 2013. - 6, 90, 0 S.

Mittweida, Hochschule Mittweida, Fakultät Maschinenbau, Diplomarbeit, 2013

## **Referat:**

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Entwicklung einer speziellen Prüfeinrichtung, um die unterschiedlichsten Rasenmähergetriebe der Firma VIKING GmbH auf deren Lebensdauer, rund um die Uhr, also im 24h Betrieb, prüfen zu können. Dabei spielt die Vollautomatisierung und Überwachung des gesamten Prüfstands und deren Anbindung an die hausinterne Technik eine wichtige Rolle. Weiters wird in dieser Arbeit sehr viel Forschungsarbeit betrieben, damit diese Ergebnisse analysiert und für die Berechnungen des Prüfstands herangezogen werden können. Die Wechselwirkungen zwischen den VIKING GmbH spezifischen Anforderungen und Möglichkeiten der Realisierungen sind auch Teil dieser Arbeit.

# Inhalt

<b>Inhalt .....</b>	<b>I</b>
<b>Abbildungsverzeichnis .....</b>	<b>III</b>
<b>Tabellenverzeichnis .....</b>	<b>VII</b>
<b>Abkürzungsverzeichnis .....</b>	<b>VIII</b>
<b>1 Vorwort .....</b>	<b>9</b>
<b>2 Firmengeschichte.....</b>	<b>10</b>
<b>3 Einleitung.....</b>	<b>12</b>
3.1 Aufgabenstellung.....	12
3.1.1 Problemstellung und Hintergrund .....	12
3.1.2 Ziel der Arbeit.....	13
<b>4 Prüfstandsdefinitionsphase .....</b>	<b>14</b>
4.1 Kategorisierung der Getriebevarianten.....	14
4.1.1 1 – Gang Getriebe (normaler Fahrantrieb).....	14
4.1.2 VARIO Getriebe .....	15
4.1.3 3 – Gang Schaltgetriebe.....	16
4.2 Evaluierung von Praxismessdaten .....	17
4.2.1 Definition .....	17
4.2.2 DMS (Dehnmessstreifen) Technik.....	18
4.2.3 Aufbau der DMS am MB 755 KS Getriebe.....	21
4.2.4 Berechnung der Drehzahlbilanzen .....	24
4.2.5 Berechnung der Fahrgeschwindigkeiten.....	25
4.2.6 Zusammenfassung der Berechnungen zum MB 755 KS .....	26
4.2.7 Ermittlung Praxistestmessdaten mit MB 755 KS.....	27
4.2.8 Zusammenfassung Praxismessdaten.....	45
4.3 Messdatenanalyse .....	46
4.3.1 Kategorisierung der Praxismessdaten .....	46
4.3.2 Berechnung der Mindestanforderungen für die Bremseinheit .....	47
<b>5 Konzeptphase.....</b>	<b>49</b>
5.1 Evaluierung von Konzepten.....	49

5.1.1	Konzept 1 (Scheibenbremse mechanisch) .....	49
5.1.2	Konzept 2 (Magnetpulverbremse) .....	51
5.1.3	Konzept 3 (Wirbelstrombremse).....	53
5.1.4	Konzept 4 (Servomotor) .....	55
5.2	<i>Konzeptauswahl</i> .....	57
5.2.1	Paarvergleich der einzelnen Eigenschaften .....	57
5.2.2	Gegenüberstellung der einzelnen Konzepte im Schulnotensystem .....	59
5.3	<i>Zusammenfassung und Fazit</i> .....	59
<b>6</b>	<b>Detailierungsphase</b> .....	<b>61</b>
6.1	<i>Einteilung des Prüfstands in Komponenten</i> .....	61
6.1.1	Prüfling - Getriebevarianten .....	61
6.1.2	Ansteuerung Getriebe .....	65
6.1.3	Antriebsmotorsimulation.....	66
6.1.4	Anbindung Getriebe auf Prüfstand .....	67
6.1.5	Bremseinheit .....	68
6.1.6	Steuerungstechnik .....	71
6.1.7	Visualisierung .....	72
6.1.8	Integration bzw. Anbindung an die VIKING Haustechnik.....	73
6.1.9	Sicherheitstechnik.....	73
<b>7</b>	<b>Realisierungsphase</b> .....	<b>75</b>
7.1	<i>Entwicklung und Auswahl der mechanischen Komponenten</i> .....	76
7.1.1	Komponentenauflistung .....	76
7.1.2	Fazit.....	88
7.2	<i>Entwicklung der elektrischen Komponenten</i> .....	89
7.2.1	Hardwarebeschreibung .....	91
7.2.2	Softwarebeschreibung .....	94
<b>8</b>	<b>Schlussbetrachtung</b> .....	<b>98</b>
8.1	<i>Zusammenfassung</i> .....	98
8.2	<i>Ausblick</i> .....	98
<b>9</b>	<b>Exkurs in den Aufbau in der Praxis</b> .....	<b>99</b>
<b>Literatur</b>	.....	<b>CV</b>

## Selbstständigkeitserklärung

# Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: unterschiedliche Getriebevarianten mit einem Gang .....	14
Abbildung 2: unterschiedliche Getriebevarianten mit VARIO Verstellung .....	15
Abbildung 3: Getriebe mit drei wählbaren Gängen .....	16
Abbildung 4: VIKING MB 755 KS .....	17
Abbildung 5: Anbringung DMS auf dem zu messenden Bauteils .....	19
Abbildung 6: Halbbrücke DMS inkl. Ergänzungsschaltung .....	20
Abbildung 7: Labor zur Anbringung der DMS .....	21
Abbildung 8: DMS auf der Welle in Detailansicht.....	21
Abbildung 9: Auswerteelektronik für Drehzahl und Drehmoment im Gerät .....	22
Abbildung 10: schematische Darstellung vom Messaufbau beim MB 755 KS.....	23
Abbildung 11: 1. Messung Praxistest .....	27
Abbildung 12: 2. Messung Praxistest .....	28
Abbildung 13: 3. Messung Praxistest .....	29
Abbildung 14: 4. Messung Praxistest .....	30
Abbildung 15: 5. Messung Praxistest .....	31
Abbildung 16: 6. Messung Praxistest .....	32
Abbildung 17: 7. Messung Praxistest .....	33
Abbildung 18: 8. Messung Praxistest .....	34
Abbildung 19: 9. Messung Praxistest .....	35
Abbildung 20: 10. Messung Praxistest.....	36



Abbildung 21: 11. Messung Praxistest .....	37
Abbildung 22: 12. Messung Praxistest .....	38
Abbildung 23: 13. Messung Praxistest .....	39
Abbildung 24: 14. Messung Praxistest .....	40
Abbildung 25: 15. Messung Praxistest .....	41
Abbildung 26: 16. Messung Praxistest .....	42
Abbildung 27: 17. Messung Praxistest .....	43
Abbildung 28: 18. Messung Praxistest .....	44
Abbildung 29: Zusammenfassung Praxismessdaten .....	45
Abbildung 30: Drehmomentkategorien Prüfstand .....	46
Abbildung 31: Magnetpulverbremse .....	51
Abbildung 32: Wirbelstrombremse .....	53
Abbildung 33: Siemens Servomotor .....	55
Abbildung 34: sortierte Gewichtung der Prüfstandseigenschaften .....	58
Abbildung 35: Darstellung 1 – Gang Getriebe .....	62
Abbildung 36: Darstellung VARIO Getriebe .....	63
Abbildung 37: Darstellung 3 – Gang Getriebe .....	64
Abbildung 38: Ansteuerungseinheit komplett .....	65
Abbildung 39: schematischer Aufbau Antriebsmotor inkl. Riemen .....	67
Abbildung 40: Darstellung Anbindung Getriebe auf Prüfstand .....	68
Abbildung 41: Darstellung Taper Lock® Welle Nabe Verbindung .....	69
Abbildung 42: Anbindung Bremseinheit .....	70
Abbildung 43: Schematische Struktur Visualisierung .....	72

Abbildungsverzeichnis	V
Abbildung 44: Sicherheitstechnik Prüfstand .....	74
Abbildung 45: Aufbau mechanischer Komponenten .....	76
Abbildung 46: Aluminiumprofil Grundgestell .....	77
Abbildung 47: Belastungsfall Aluprofil .....	77
Abbildung 48: Ergebnis Durchbiegung und Biegespannung .....	78
Abbildung 49: Winkel für Aluprofil .....	78
Abbildung 50: Nutenstein mit M8 Verschraubung .....	79
Abbildung 51: Apparatrolle Prüfstand .....	79
Abbildung 52: Stehlager Getriebeausgangswelle und Ausgleichswelle .....	80
Abbildung 53: Grundplatte Getriebehalterung .....	81
Abbildung 54: Flanschbild Servomotor (Bremseinheit) .....	82
Abbildung 55: Aufnahme Bremsmotor .....	82
Abbildung 56: Zahnriemenverlauf und Abstände .....	83
Abbildung 57: Geometrieübersicht Zahnriemen .....	84
Abbildung 58: Leistungsübersicht Zahnriemen .....	84
Abbildung 59: Leistungsdaten für die Berechnung des Zahnriemens .....	84
Abbildung 60: Linearzylinder LINAK LA23 .....	86
Abbildung 61: Schutztür Prüfstand .....	87
Abbildung 62: Spezifischen Eigenschaften Schutztür .....	87
Abbildung 63: Linearführungssystem Schutztür .....	88
Abbildung 64: graphische Funktionsübersicht elektrische Komponenten .....	89
Abbildung 65: PNOZ X Sicherheitsschaltgerät .....	91
Abbildung 66: Drehstrommotor VEM Antriebsmotor .....	92

---

Abbildung 67: Technischen Daten VEM Asynchronmotor .....	92
Abbildung 68: Servomotor Typ 1FT7.....	93
Abbildung 69: SINAMICS S110 Umformer für Servomotor.....	94
Abbildung 70: Drehgeber Hengstler .....	94
Abbildung 71: Hauptmenü Visualisierung.....	96
Abbildung 72: Menüvorschlag Betrieb einrichten .....	97
Abbildung 73: Bedienung und Schaltschrank Prüfstand Praxis .....	99
Abbildung 74: Prüfstand komplett mit Gestell und Schaltschrank.....	100
Abbildung 75: Hysteresebremse Magtrol im eingebauten Zustand.....	101
Abbildung 76: Seitenansicht Prüfaufbau (Schutztür offen) .....	101
Abbildung 77: Lenker inkl. Seilzug zur Ansteuerung Getriebe .....	102
Abbildung 78: Pneumatikzylinder Ansteuerung Fahrtrieb .....	102
Abbildung 79: Hysteresebremse mit Zahnriemen und Zahnscheiben.....	103

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Übersicht Getriebeübersetzungen MB 755 KS.....	24
Tabelle 2: Drehzahlberechnungen MB 755 KS.....	25
Tabelle 3: translatorischen Geschwindigkeiten MB 755 KS.....	25
Tabelle 4: Ausgangswellendrehzahlen MB 755 KS .....	26
Tabelle 5: Übersichtstabelle Drehmoment und Leistung.....	47
Tabelle 6: Paarvergleichstabelle.....	58
Tabelle 7: Konzeptauswahl .....	59
Tabelle 8: Übersicht Getriebearten und Eigenschaften.....	61
Tabelle 9: Übersicht Nenndrehzahlen der Rasenmähertypen.....	66
Tabelle 10: Übersichtstabelle SPS Ein- und Ausgangsbelegung.....	71

# Abkürzungsverzeichnis

$U_A, U_B$	Brückenmessspannungen in [V]
$R_1, R_2, R_3, R_4$	DMS – Brückenwiderstände in [ $\Omega$ ]
$n_{Motor}$	Antriebsmotordrehzahl (Benzinmotor, Elektromotor)
$n_{EingangsdrehzahlGetriebe}$	Eingangsdrehzahl Getriebe in [U/min]
$i_{G1}$	Übersetzungsverhältnis Antriebsmotor und Getriebeeingang
$n_{Ausgangn}$	n (1, 2, 3) Ausgangsdrehzahlen des Rasenmähergetriebes
$i_{Gangn}$	n (1, 2, 3) einstellbare Gänge des Rasenmähergetriebes
$n_{Radn}$	n (1, 2, 3) Raddrehzahlen des Mähers
$i_{G2}$	Übersetzungsverhältnis Getriebewelle und Antriebsrad
$d_{Rad}$	Wirkdurchmesser Antriebsrad Rasenmäher MB 755 KS
$v_{Mäher1-3}$	Fahrgeschwindigkeit Mäher in [m/s]
$M_{max}$	Spitzenlastdrehmoment in [Nm]
$n_{Spitzenlast}$	Drehzahl bei Spitzenlast [U/min]
$n_{Bremse\ min}$	Mindestdrehzahl Bremseinheit [U/min]
$n_{Motor\ min}$	Mindestdrehzahl Antriebsmotor
$n_{Motor\ max}$	Maximaldrehzahl Antriebsmotor
$P_{MotorAntrieb}$	Nennleistung Antriebsmotor

# 1 Vorwort

Erfolgreiche und gut funktionierende Produkte können nur in jenen Unternehmen entstehen und vertrieben werden, welche ein gewisses Maß an Erfahrung mit sich bringen und Folge dessen auch sauber strukturierte Abläufe im Entwicklungsprozess besitzen. Die Firma VIKING GmbH zählt unter anderem auch zu den oben genannten Unternehmen, denn betrachtet man die Vielzahl der Produkte im Sortiment und auch die damit zahlreichen positiven Berichte von diversen Magazinen und Fachzeitschriften kann man sich ableiten wie sich der Anteil der Erprobungsphasen im Entwicklungsprozess verteilt. Da natürlich die Erprobungsphasen einerseits im Projektverlauf erhöhte Kosten mit sich bringen liegt auf der Hand, jedoch nur so ist es möglich weitestgehend alle Fehler und Schwachstellen vor Serieneinführung an einem Produkt ausfindig zu machen. Dies ist wiederum nur möglich wenn man auch die geeigneten spezifischen Prüfmöglichkeiten besitzt.

Diese angesprochenen Erprobungen müssen bei gewissen Produkten auf Komponentenebenen reduziert werden, da sonst diverse Schwachstellen erst zu spät erkannt werden. Wie schon angesprochen besitzt die Firma VIKING GmbH ein großes Produktsortiment<sup>1</sup> welches unter anderem auch handgeführte Rasenmäher mit komfortablem Fahrtrieb unter einfachster Bedienung umfasst. Diese Produktgruppe besitzt jene Komponente welche im speziellen einer Einzelerprobung unterzogen wird.

Deshalb ist auch der Bedarf einer speziellen Prüfeinrichtung zur realitätsnahen Simulation von Praxisbelastungen an unterschiedlichen Getriebearten von handgeführten Rasenmähern notwendig und ist das Thema meiner Diplomarbeit. Da ich mit meiner geleisteten Arbeit den Entwicklungsprozess des Unternehmens positiv beeinflussen kann, ist dies eine große Motivation meinerseits und eine Reduzierung der Erprobungszeiten im Entwicklungsprozess, was sich im Wesentlichen in den Herstellungskosten und schlussendlich auch auf den Marktpreis positiv für den Kunden auswirkt.

---

<sup>1</sup> Weitere Produktgruppen werden im Kapitel 2 Firmengeschichte erläutert

## 2 Firmengeschichte

Um die Zuordnung der Notwendigkeit des Prüfstands im Unternehmen der STIHL Gruppe, der Firma VIKING GmbH, besser beschreiben zu können wird im folgendem Absatz ein kleiner Auszug der Firmengeschichte wiedergegeben. Dabei wird der historische Hintergrund sowie die aktuelle Situation beschrieben. Um den Bezug zum Thema der Diplomarbeit herzustellen, werden auch die einzelnen Produktgruppen kurz dargestellt.

„Seit der Gründung 1981 hat sich VIKING zu einem der führenden Hersteller von hochwertigen Gartengeräten entwickelt. Unsere Produkte zeichnen sich aus durch innovative Technik, besonders hohe Qualität und sehr komfortable Bedienung. Kunden, Tester und Juroren bescheinigen uns stets aufs Neue die Überlegenheit unserer Gartengeräte und tragen bei zum hervorragenden Ruf der Marke in Europa.“<sup>2</sup>

Die Historie der Firma VIKING GmbH wird im folgenden Absatz kurz erläutert:

„1981 wird VIKING, in Kufstein/Österreich gegründet unter Geschäftsführer Mag. Heinrich Lechner, konnte die Produktion seiner Garten-Häcksler kontinuierlich ausbauen. Drei Jahre nach der Firmengründung startet VIKING die Entwicklung einer eigenen Rasenmäher-Linie. 1992 wird das komplette Gartengerätesortiment nach dem Eintritt in die STIHL Gruppe „dem Weltmarktführer für Motorsägen“ erneuert. 1993 wird Dr. Nikolas Stihl, Enkelsohn des Firmengründers von STIHL, Geschäftsführer des Unternehmens VIKING. Im September 2001 wurde nur 4 km vom alten Standort das neue VIKING Kompetenzzentrum für Gartengeräte in Betrieb genommen, nachdem das alte Werk aus allen Nähten geplatzt war. Seither präsentiert sich der Spezialist für Gartengeräte im neuen funktionellen und attraktiven Gebäude. Mit April 2011 übernimmt Dr. Peter Pretzsch die Geschäftsführung bei VIKING und löst damit Dr. Nikolas Stihl ab. Dr. Stihl wechselt zum Mutterkonzern STIHL nach Waiblingen (Deutschland). VIKING wächst kräftig weiter. Mit 19. Oktober 2012 wird der Erweiterungsbau in Betrieb genommen. Auf einer zusätzlichen Nutzfläche von 16.600 Quadratmetern stehen neue Montageeinheiten, ein neues Produktionslager, Werkstätten für Muster- und Betriebsmittelbau, Raum für eine verstärkte Lehrlingsausbildung sowie Büroräumlichkeiten zur Verfügung.“<sup>3</sup>

---

<sup>2</sup> Siehe Über uns unter <http://www.viking.at/ueber-uns.aspx>, Zugriff am 16.01.13

<sup>3</sup> Siehe Unsere Geschichte unter <http://www.viking.at/unsere-geschichte.aspx>, Zugriff am 16.01.13

„Der Leitspruch für VIKING heißt „Aus Freude am Rasen“. Als Premium-Marke für Rasenmäher entwickeln und produzieren wir Geräte, die mit Spitzentechnik und Komfort die Rasenpflege effizienter machen und für einen schöneren Rasen sorgen. Garten-Häcksler, Motorhacken und Vertikutierer ergänzen das Programm. Mit 30-jähriger Kompetenz, herausragender Produktqualität und dem besonderen Service des Fachhandels hat VIKING innerhalb der STIHL Gruppe eine feste Position.

Unsere Gartengeräte schneiden immer wieder als Testsieger ab, denn es sind hochwertige, langlebige und leistungsstarke Produkte mit überlegenen technischen Detaillösungen. Gerade die Kunden von VIKING stellen sehr hohe Ansprüche hinsichtlich Technik, Design, Komfort und Service. Diese Wünsche stehen für uns im Mittelpunkt und spielen bei der Entwicklung neuer Geräte eine entscheidende Rolle. Mit Innovationsgeist, konsequentem Qualitätsmanagement und zuverlässigen Serviceleistungen wird VIKING die Botschaft „Aus Freude am Rasen“ mit Leben füllen und die Beliebtheit der Marke in Europa weiter steigern.“<sup>4</sup>

---

<sup>4</sup> Siehe Die Premium Marke für anspruchsvolle Gärtner unter <http://www.viking.at/die-premium-marke-fuer-anspruchsvolle-gaertner.aspx>, Zugriff am 16.01.13



## **3 Einleitung**

Wie man aus dem Kapitel 2 Firmengeschichte erkennen kann ist das stetige Wachstum eines der Hauptziele von VIKING GmbH. Das bedeutet aber im Umkehrschluss, dass sich die Geräte und Produkte der Firma auch in immer kürzeren Intervallen ändern müssen. Sprich die Amortisierungszeiten müssen im Wesentlichen drastisch verkürzt werden um mit den neu entwickelten Geräten auch noch den gewünschten Erfolg zu haben. Deshalb ist es unumgänglich die Erprobungszeiten zu reduzieren indem man die Prüfstände 24h am Tag, intern sowie extern der Gebäude, laufen lassen kann. Um auch der Sicherheit und Benutzerfreundlichkeit der Prüfstände gerecht zu werden, wird bei dieser Prüfeinrichtung besonderer Wert auf diese Einflussfaktoren genommen. Weiters wird auch gezielt auf die besonderen individuellen Wünsche des Auftraggebers (Kunde = VIKING) eingegangen, damit diese Arbeit auch in die Realität umgesetzt werden kann. Weitere Rahmenbedingungen und Details werden in den folgenden Absätzen beschrieben.

### **3.1 Aufgabenstellung**

Thema dieser Diplomarbeit ist die Entwicklung und der Aufbau einer realitätsnahen Prüfeinrichtung zur Simulation von Belastungen die ein Getriebe eines handgeführten Rasenmähers im Praxisbetrieb auf sich nehmen muss. Weiters soll auch die Prüfdauer drastisch reduziert werden um potentielle Fehlerquellen frühzeitig erkennen zu können. Die damit verbundenen Anforderungen werden entscheidend sein für die endgültige Realisierung des Prüfstands.

#### **3.1.1 Problemstellung und Hintergrund**

Aufgrund der immer höher werdenden Anforderungen von Profi- sowie Consumerrasenmähern steigen auch die Erprobungszeiten in der Geräteentwicklung kontinuierlich an. Um den VIKING GmbH Qualitätsstandards gerecht zu werden ist es unumgänglich gewisse Komponenten und Materialien, sowie sämtliche Getriebearten der Rasenmäher am Prüfstand möglichst praxisnah zu optimieren und zu testen.

Damit mit dieser Prüfeinrichtung sehr unterschiedliche Getriebearten, wie zum Beispiel ein einfaches 1 - Gang Getriebe oder Hydrogetriebe bis hin zu VARIO- bzw. Schaltgetrieben, geprüft werden, wirkt sich die Modularität auf die Komplexität der Ansteuerung, Entwicklung und Simulation des Prüfstands aus.

### **3.1.2 Ziel der Arbeit**

Das Ziel dieser Diplomarbeit besteht einerseits aus der Recherche einsetzbarer Aktoren und Sensoren, sowie die Integration von Bewegungs- und Positionssensoren.

Weiters soll dieser komplexe Prüfstand die Anbindungsmöglichkeiten der vorhandenen Getriebearten gewährleisten. Unumgänglich ist die Ansteuerung vom Prüflingsgetriebe über die in den jeweiligen Geräten verbauten Serienkomponenten, damit man die Auswirkungen von diversen Materialermüdungen am eigentlichen Prüfobjekt, dem Getriebe, als Abminderungsfaktor mit in die Abschlussanalyse aufnehmen kann.

Die Berechnung und Auslegung ist auch Ziel dieser Diplomarbeit, sowie (sofern es zeitlich machbar ist) die anschließende Delegation des Aufbaus der mechanischen und elektronischen Komponenten des Prüfstands. Um die 24h Tauglichkeit des Prüfstands mit notwendiger Überwachung und Ausfallsicherheit gewährleisten zu können, ist eine SPS, möglicherweise Siemens SIMATIC S7 sowie eine Visualisierung über WinCC, unumgänglich.

## 4 Prüfstandsdefinitionsphase

Dieser Abschnitt dient im Wesentlichen dazu, die unterschiedlichen Rasenmähertypen auf die Getriebearten zu reduzieren um die Basis für die folgenden Berechnungen herzustellen. Dabei wird gezielt auf die Funktionalität und Ansteuerung der jeweiligen Prüflinge, die Getriebe, geachtet. Dies ist ausschlaggebend für die Komplexität der Aktoren, die im Prüfaufbau integriert werden.

### 4.1 Kategorisierung der Getriebevarianten

#### 4.1.1 1 – Gang Getriebe (normaler Fahrtrieb)

Die Funktion beschränkt sich auf eine fixe Übersetzung der Eingangsrehzahl zur Ausgangsrehzahl. Betätigt der Kunde (der Bediener) den Fahrtriebshebel beginnt sich die Ausgangswelle zu drehen, das Gerät fährt vorwärts. Anbei ein paar Fotos von möglichen Getrieben:

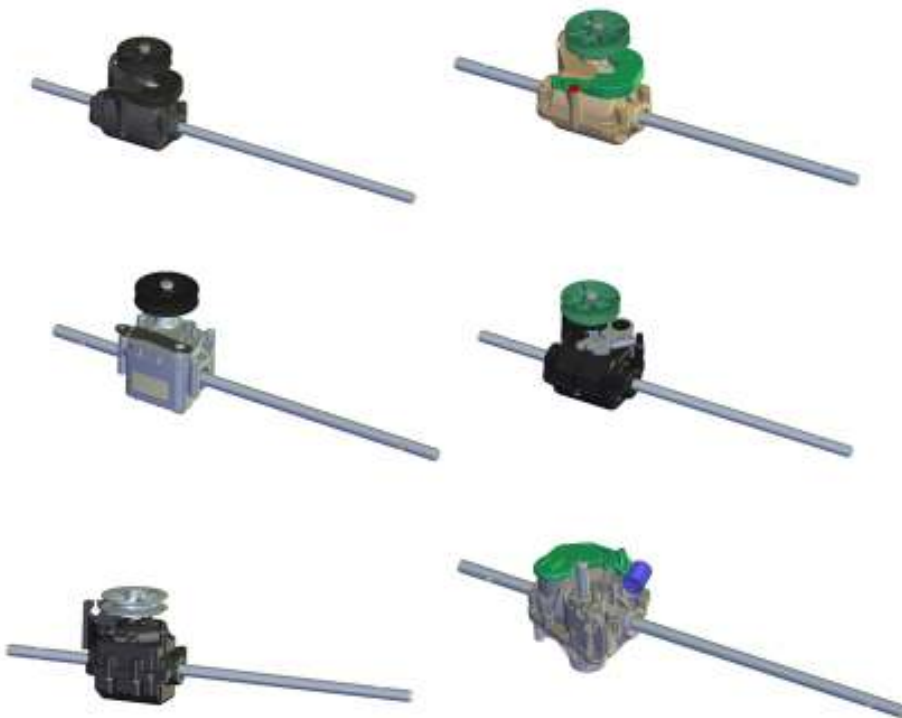


Abbildung 1: unterschiedliche Getriebevarianten mit einem Gang

### 4.1.2 VARIO Getriebe

Die Funktion ist ähnlich wie bei einem 1 – Gang Getriebe, jedoch variiert die Eingangsdrehzahl durch die variable Keilriemenscheibe am Getriebe. Durch einen separaten Seilzug wird der Abstand zwischen den Keilriemenflanken verändert und dadurch ändert sich auch der Eingriffdurchmesser des Keilriemens. Schlussendlich lassen sich so verschiedene Fahrgeschwindigkeiten, im Sinne der veränderten Ausgangswellengeschwindigkeit, realisieren.



Abbildung 2: unterschiedliche Getriebevarianten mit VARIO Verstellung

### 4.1.3 3 – Gang Schaltgetriebe

Im Vergleich zu den anderen Getrieben können hier 3 voreingestellte Gänge vom Benutzer über einen Wahlschalter eingestellt werden. Die interne Getriebeverschaltung ermöglicht somit die einzelnen Geschwindigkeiten (Drehzahlen) an der Ausgangswelle.

Anbei ein Beispiel vom einem 3 Gang Getriebe:



Abbildung 3: Getriebe mit drei wählbaren Gängen

## 4.2 Evaluierung von Praxismessdaten

Um den bestmöglichen Bezug einer Belastung aus der Praxis zum Prüfstandsbetrieb herzustellen, ist es notwendig, dass man sämtliche Rohdaten aus Praxismessungen evaluiert und anschließend kategorisiert, damit man den gesamten Prüfstand einerseits aus mechanischer Sicht entwickeln kann bzw. andererseits die Simulation der Belastungen so realitätsnah wie nur möglich erzeugen kann.

### 4.2.1 Definition

Um den Prüfstand berechnen und auslegen zu können benötigt man gewisse Eckdaten. Diese ergeben sich aus den zu prüfenden Getrieben. Um die obersten und untersten Grenzen, den Arbeitsbereich, eingrenzen zu können hat man das stärkste Rasenmähergetriebe einem Praxistest mit Ermittlung des auftretenden Drehmoments durch DMS (Dehnmessstreifen) unterzogen. Dabei werden verschiedenste Situationen, die im Praxisbetrieb auftreten können, simuliert. Eine nähere Erläuterung folgt in den folgenden Punkten. Für die Messungen im Maximalbereich wird das Rasenmähergetriebe aus dem VIKING GmbH MB 755<sup>5</sup> verwendet.

Anbei ein Foto von diesem Modell:



Abbildung 4: VIKING MB 755 KS

Damit das Abtriebsmoment vom Getriebe ermittelt werden kann, wird vor den Messungen ein Dehnmessstreifen inkl. Auswerteelektronik an der Abtriebswelle vom Getriebe ange-

---

<sup>5</sup> Siehe Rasenmäher für den professionellen Einsatz unter <http://www.viking.at/VIKING-Produkte/Rasenmäher/Rasenmäher-für-den-professionellen-Einsatz/21592-1517/MB-755-KS.aspx>, Zugriff am 17.01.13

bracht. Dabei muss sehr genau gearbeitet werden, um anschließende Messfehler zu vermeiden. Außerdem sollte der DMS mit genügend Schutz aufgebaut werden, da bei den Messungen auch extreme Belastungen auftreten können und werden.

#### 4.2.2 DMS (Dehnmessstreifen) Technik

„Die nähere Betrachtung der Dehnmessstreifen (DMS) und der damit verbundenen Messtechnik soll in diesem Kapitel kurz erläutert werden.“, „Dabei bilden Aufbau und Eigenschaften der Dehnmessstreifen, die Messschaltungen“, „die Fehlereinflüsse und die Spannungsermittlung an Bauteilen die wesentlichen Schwerpunkte.

Ihrem Namen entsprechend dienen Dehnmessstreifen zur messtechnischen Bestimmung von Dehnungen, wobei der Begriff „Dehnungen“ sowohl „Zugdehnungen“ (mit positivem Vorzeichen) als auch „Druckdehnungen“ oder „Stauchungen“ (mit negativem Vorzeichen) beschreibt. Bild 6.1 zeigt beispielhaft eine typische Ausführung solcher Sensoren. Äußere und innere Einwirkungen auf einen Körper, wie Kräfte, Drehmomente, Drücke, Wärme und andere, verursachen im Allgemeinen strukturelle Veränderungen, die mit DMS an der Oberfläche des Körpers messbar sind und die zudem Rückschlüsse auf die verursachende Größe ermöglichen. Davon macht man beispielsweise in der „experimentellen Spannungsanalyse“ Gebrauch, um Materialeigenschaften oder Beanspruchungszustände zu ermitteln und letztlich Erkenntnisse über Sicherheit und Lebensdauer zu gewinnen. Spezielle Messgrößen-Aufnehmer oder Messdosen verwenden DMS als Sensoren, um Kräfte oder verwandte Größen (insbesondere Drehmomente, Drücke) zu messen. Diese Geräte enthalten einen besonders gestalteten Federkörper, der einen eindeutigen und möglichst linearen Zusammenhang zwischen der zu ermittelnden Größe und der tatsächlich gemessenen Dehnung sicherstellt. Die Vielfalt und Anpassungsfähigkeit der auf dem Markt erhältlichen DMS verhelfen der damit verbundenen Messtechnik zu ihrer dominierenden Stellung. Als wichtigste Vorzüge sind zu nennen:

- Selektive Erfassung einzelner Beanspruchungskomponenten eines Bauteils durch geeignete Messschaltungen mit mehreren DMS,
- Kompensation von Störeinflüssen, z.B. durch Temperatureinwirkungen
- großer Dehnbarkeitsbereich:  $|\varepsilon| \geq 10 \cdot 10^{-2} \text{ m/m } (\pm 10\%)$ ,
- hohe Auflösbarkeit des Messsignals,
- keine Ansprechschwelle,
- großer Temperaturbereich der Anwendung von ca.  $-269^\circ\text{C}$  bis zu ca.  $+1000^\circ\text{C}$ ,

- geringe Größe und Masse (d.h. im Allgemeinen keine Beeinträchtigung des dynamischen Verhaltens des untersuchten Bauteils),
- Messbarkeit dynamischer Vorgänge,
- hohe Schwingfestigkeit.

Der wesentliche Nachteil eines DMS liegt darin, dass er nur einmal zu verwenden ist, denn nach seiner Applikation ist er vom Prüfobjekt ohne Zerstörung nicht mehr entfernbar.<sup>6</sup>

Anbei noch eine Schematische Darstellung von einem Aufbau eines DMS auf einem zu messenden Bauteils.

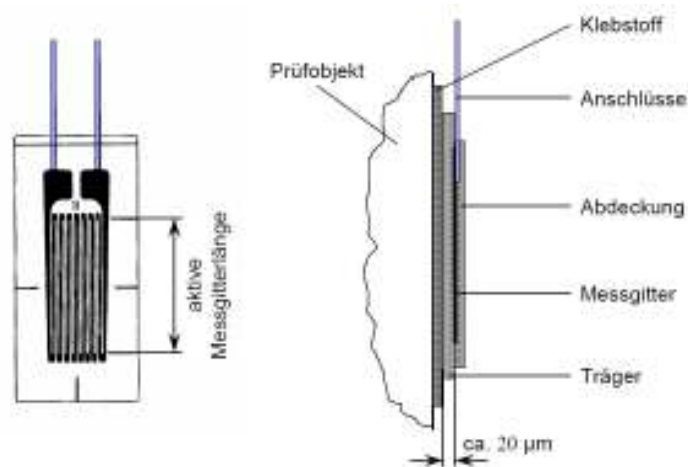


Abbildung 5: Anbringung DMS auf dem zu messenden Bauteils

---

<sup>6</sup> Siehe Kapitel 6 DMS Messtechnik unter [http://www.isd.uni-stuttgart.de/lehre/diplom/skripte/versuchstechnik/VT\\_K6.pdf](http://www.isd.uni-stuttgart.de/lehre/diplom/skripte/versuchstechnik/VT_K6.pdf), Zugriff am 17.01.13



Im nächsten Absatz wird kurz die Messschaltung auf Basis der Wheatstoneschen Brückenschaltung erläutert, da diese Brückenschaltung am weitesten verbreitet ist. Im speziellen wurde für diese Messungen die Halbbrückenschaltung herangezogen.

Anbei eine Darstellung der Wheatstoneschen Halbbrückenschaltung:

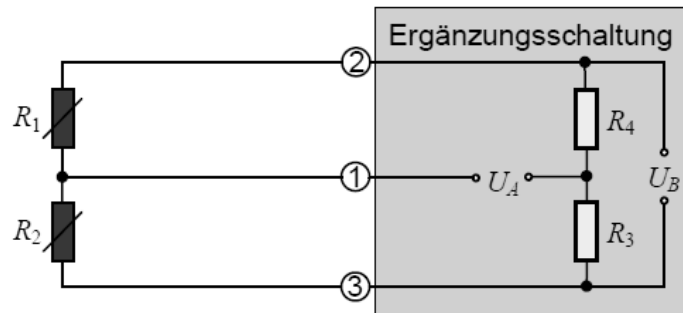


Abbildung 6: Halbbrücke DMS inkl. Ergänzungsschaltung<sup>7</sup>

Die folgende Halbbrücke lässt sich theoretisch wie folgt berechnen:

$$U_A = U_B \left( \frac{R_1}{R_1 + R_2} - \frac{R_4}{R_3 + R_4} \right) \quad (4.1)$$

Bei den folgenden Messungen in dieser Arbeit wurde ein geeignetes Messgerät mit automatischen Abgleich der Brückenspannung verwendet. Die Formel (4.1) soll nur den theoretischen Hintergrund einer Brückenschaltung und deren Berechnung darstellen.

<sup>7</sup> Siehe Kapitel 6.3.2 Kompensation und Brückenfaktor unter [http://www.isd.uni-stuttgart.de/lehre/diplom/skripte/versuchstechnik/VT\\_K6.pdf](http://www.isd.uni-stuttgart.de/lehre/diplom/skripte/versuchstechnik/VT_K6.pdf), Zugriff am 17.01.13

### 4.2.3 Aufbau der DMS am MB 755 KS Getriebe

Um den Bezug zur realen Drehmomentmessung via DMS erläutern zu können kann man hier vorab, anhand der folgenden Bildern, erkennen wie solch ein DMS auf die Welle des Getriebes angebracht wird. Da das Aufkleben der DMS in sauberer Umgebung geschehen muss, wurde das Getriebe aus dem Mäher ausgebaut und dort unter Laborbedingungen verklebt.

Anbei ein paar Bilder von der Installation der DMS auf der Welle:



Abbildung 7: Labor zur Anbringung der DMS



Abbildung 8: DMS auf der Welle in Detailansicht

Die Abbildung 8 zeigt ein Detailfoto von der DMS auf der Welle. Über den DMS wurde ein spezieller Schutzlack aufgetragen um keine falschen Messbrückenspannungen auf Grund von leitenden Flüssigkeiten oder Verschmutzungen zu bekommen.

Anbei wird in der Abbildung 9 das Getriebe in eingebautem Zustand dargestellt. Dort ist auch schon die komplette Auswerteelektronik für die Drehzahl und das Drehmoment integriert. Weiters ist bei dem Aufbau zu beachten, dass das Getriebe das Drehmoment

auf beiden Seiten der Ausgangswelle abgibt, was wiederum bedeutet, dass man das gemessene Drehmoment verdoppeln muss. Dies ist bei den folgenden Messungen bereits berücksichtigt.



Abbildung 9: Auswerteelektronik für Drehzahl und Drehmoment im Gerät

Weiters sollte man beachten, dass dieser „Messmäher“ drei frei wählbare Gänge hat. Diese werden bei den Messungen mit angegeben, denn dadurch ergeben sich unterschiedliche Ausgangsgeschwindigkeiten, was wiederum spezifische Drehmomentwerte am Abtriebsrad zur Folge haben.

Um die theoretischen Berechnungen der Getriebeausgangsdrehzahlen durchführen zu können, wird in der Abbildung 10 der gesamte Messaufbau schematisch dargestellt. Dabei kann man gut erkennen, wie sich das Getriebe im gesamten Mäher und im Messaufbau integriert bzw. arbeitet.

Weiters werden in dieser Abbildung 10 die gesamten Getriebeübersetzungen dargestellt, welche dann die Basis für die weiteren Berechnungen darstellen. Insbesondere hat dies auch einen weiteren Einfluss auf den eigentlichen Prüfstand, welcher diese gemessenen Praxistestbelastungen im Dauerbetrieb simulieren soll.

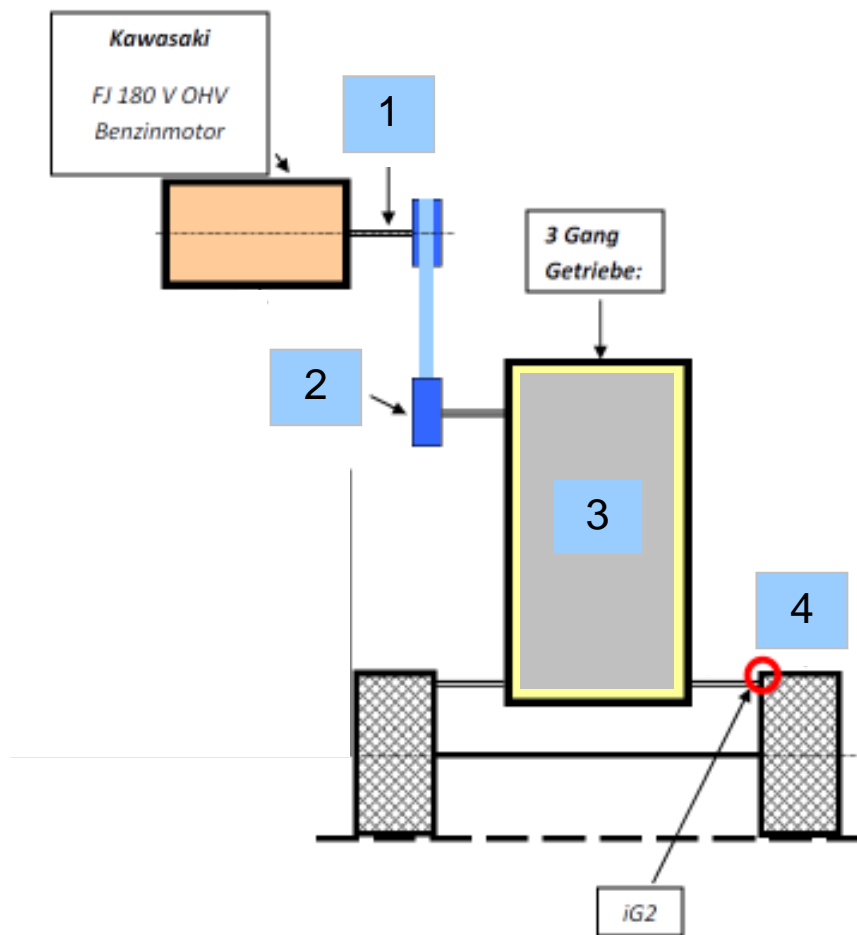


Abbildung 10: schematische Darstellung vom Messaufbau beim MB 755 KS

Die in der Abbildung 10 gekennzeichneten Positionen werden mit folgenden Formeln spezifiziert und gelten für die weiteren Berechnungen der Ausgangsdrehzahlen die unter anderem einen Einfluss auf die Auswahl der geeigneten Bremseinheit darstellen.

Position 1:  $n_{Motor}$  : Antriebsmotor Benzinmotordrehzahl in [U/min]

Position 2:  $n_{EingangsdrehzahlGetriebe} = n_{Motor} \cdot i_{G1}$  (4.2)

Position 3:  $n_{Ausgang1} = n_{EingangsdrehzahlGetriebe} \cdot i_{Gang1}$  (4.3)

$n_{Ausgang2} = n_{EingangsdrehzahlGetriebe} \cdot i_{Gang2}$  (4.4)

$n_{Ausgang3} = n_{EingangsdrehzahlGetriebe} \cdot i_{Gang3}$  (4.5)

Position 4: 
$$n_{Rad1} = n_{Ausgang1} \cdot i_{G2} \quad (4.6)$$

$$n_{Rad2} = n_{Ausgang2} \cdot i_{G2} \quad (4.7)$$

$$n_{Rad3} = n_{Ausgang3} \cdot i_{G2} \quad (4.8)$$

#### 4.2.4 Berechnung der Drehzahlbilanzen

In diesem Absatz wird die gesamte Drehzahlbilanz des Mähers MB 755 KS berechnet. Die folgenden Daten wurden vom Datenblatt des Herstellers<sup>8</sup> abgeleitet:

Folgende Übersetzungsverhältnisse ergeben sich beim MB 755 KS:

Übersetzungsverhältnis	Wert
$i_{G1}$	1
$i_{G2}$	0,1724
$i_{Gang1}$	0,1114
$i_{Gang2}$	0,1650
$i_{Gang3}$	0,2138

Tabelle 1: Übersicht Getriebeübersetzungen MB 755 KS

Die Nenndrehzahl des Benzinmotors beläuft sich auf folgenden Wert:

$$n_{Motor} = 2800 \text{ [U/min]}$$

Auf Basis dieser technischen Daten und der Getriebeübersetzungen lassen sich die unterschiedlichen Drehzahlen laut der Formel (4.9) berechnen und werden in Tabelle 2 gesammelt dargestellt.

$$n_{Rad1-3} = n_{Motor} \cdot i_{G1} \cdot i_{Gang1-3} \cdot i_{G2} \quad (4.9)$$

---

<sup>8</sup> Siehe MB 755 KS – Technische Daten unter [www.viking.at](http://www.viking.at); Zugriff am 17.01.13

Gang	$n_{Motor}$	$i_{G1}$	$i_{Gang1-3}$	$i_{G2}$	$n_{Rad1-3}$
	[U/min]				[U/min]
1	2800	1	0,1114	0,1724	53,79
2	2800	1	0,1650	0,1724	79,70
3	2800	1	0,2138	0,1724	103,24

Tabelle 2: Drehzahlberechnungen MB 755 KS

#### 4.2.5 Berechnung der Fahrgeschwindigkeiten

Auf Basis der berechneten Drehzahlen im Kapitel 4.2.4. Berechnung Drehzahlbilanzen lassen sich die resultierenden translatorischen Fahrgeschwindigkeiten des Mähers mittels des Durchmessers des Antriebsrades berechnen.

$$d_{Rad} = 0,232 \text{ [m]}$$

$$v_{Mäher1-3} = d_{Rad} \cdot \pi \cdot n_{Rad1-3} \cdot \frac{1}{60} \text{ [m/s]} \quad (4.10)$$

Mit der Formel (4.10) lassen sich wie in Tabelle 3 ersichtlich die 3 unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten mittel einsetzen der Raddrehzahlen berechnen. Weiters wird in Zuge dessen die Geschwindigkeit  $v$  von m/s in km/h mittels des Faktors 3,6 umgerechnet.

Gang	$n_{Rad1-3}$	$v_{Mäher1-3}$	$v_{Mäher1-3}$
	[U/min]	[m/s]	[km/h]
1	53,79	0,653	2,352
2	79,70	0,968	3,485
3	103,24	1,254	4,514

Tabelle 3: translatorischen Geschwindigkeiten MB 755 KS

#### 4.2.6 Zusammenfassung der Berechnungen zum MB 755 KS

Zusammenfassend basierend auf den Berechnungen ergibt sich ein Drehzahlfenster von 53,79 [U/min] – 103,24 [U/min] am Abtriebsrad des Mähers. Diese Drehzahlen wären ausschlaggebend, wenn man die Bremseinheit des Prüfstands an den Rädern montieren würde. Jedoch ist es auf Grund von der Handhabung der Installation des Prüflings einfacher wenn die Belastung direkt auf der Abtriebswelle des Getriebes gekoppelt wird. Deshalb ist es notwendig, dass man die letzte Übersetzung zwischen Rad und Abtriebswelle zurückrechnet um die ausschlaggebenden Drehzahlen für die Bremseinheit bekommt. Diese Berechnung kann aus der Formel (4.11) entnommen werden.

$$n_{Ausgang\,1-3} = \frac{n_{Rad\,1-3}}{i_{G2}} \quad (4.11)$$

Gang	$n_{Rad\,1-3}$ [U/min]	$i_{G2}$	$n_{Ausgang\,1-3}$ [U/min]
1	53,79	0,1724	312
2	79,70	0,1724	462,29
3	103,24	0,1724	598,83

Tabelle 4: Ausgangswellendrehzahlen MB 755 KS

### 4.2.7 Ermittlung Praxistestmessdaten mit MB 755 KS

Über ein geeignetes Messinstrument, welche diese Halbbrückenspannung der DMS Elektronik verwerten kann, wurden folgende Messungen in der Praxis bei unterschiedlichen Gegebenheiten durchgeführt und protokolliert. Im Anschluss an die Messungen werden im Punkt 4.2.8 die Rohdaten gesammelt und tabellarisch dargestellt. Weiters werden diese Daten kategorisiert, um einen geeigneten Bremsmotor auswählen zu können.

#### 1. Messung:


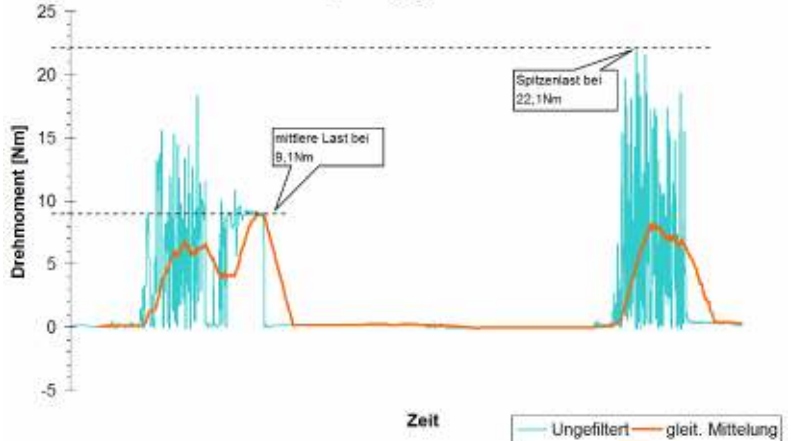
	Ort	Parkplatz – Firma VIKING GmbH
	Getriebe-Gang	1
	Gewicht im Korb [kg]	-
	Bemerkung	auf Parkplatz, ohne Korb, gegen ein Hindernis fahren
Bild vom Versuchsaufbau		
Messdatenauswertung	<p>#1 - auf Asphalt gegen Hindernis</p> 	

Abbildung 11: 1. Messung Praxistest



## 2. Messung:


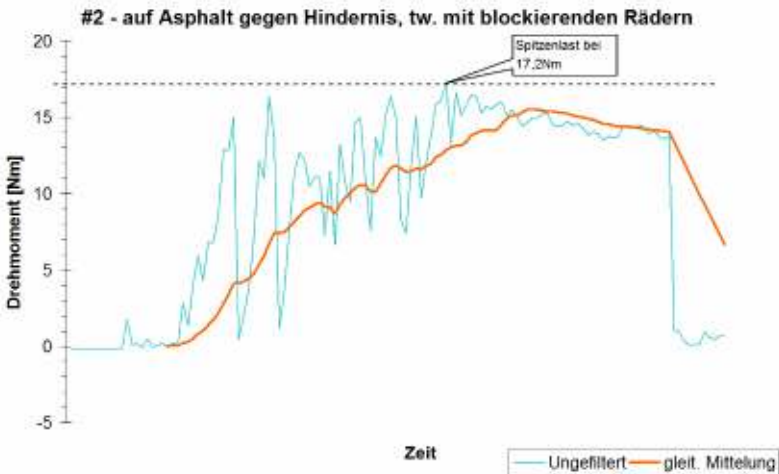
	Ort	Parkplatz – Firma VIKING GmbH
	Getriebe-Gang	1
	Gewicht im Korb [kg]	-
	Bemerkung	ohne Korb gegen ein Hindernis fahren, teilweise Blockade der Räder durch Druck auf den Lenker
Bild vom Versuchsaufbau		
Messdatenauswertung	<p>#2 - auf Asphalt gegen Hindernis, tw. mit blockierenden Rädern</p> 	

Abbildung 12: 2. Messung Praxistest

## 3. Messung:


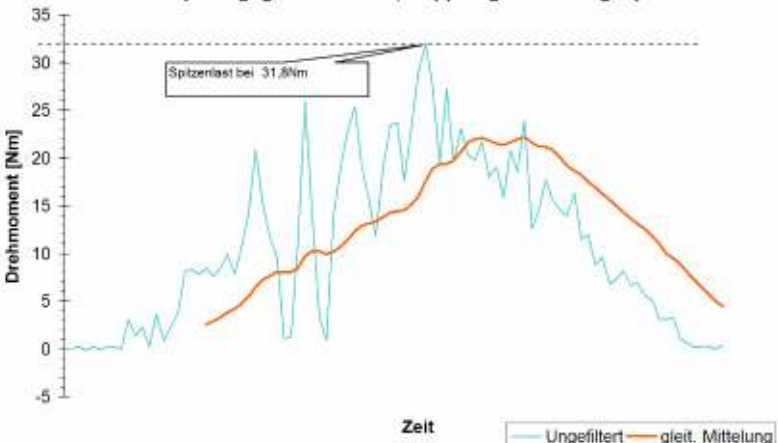
Ort	Parkplatz – Firma VIKING GmbH
Getriebe-Gang	1
Gewicht im Korb [kg]	-
Bemerkung	Mäher wird mit Druck auf die Räder gegen die Wand gefahren, Kupplungsseil nachgespannt für bessere Drehmomentübertragung (1.Gang). Bei diesem Test lösten sich die Reifen von den Felgen.
Bild vom Versuchsaufbau	
Messdatenauswertung	<p>#3 - auf Asphalt gegen Hindernis, Kupplungsseil nachgespannt</p> 

Abbildung 13: 3. Messung Praxistest

## 4. Messung:

Ort	Parkplatz – Firma VIKING GmbH
Getriebe-Gang	1
Gewicht im Korb [kg]	-
Bemerkung	Getriebe-Ausgangswelle mit Zange blockieren (1.Gang)
Bild vom Versuchsaufbau	-
Messdatenauswertung	<p><b>#4 - Getriebewelle blockiert (1. Gang)</b></p> <p>Spitzenlast bei 34,3Nm</p> <p>Drehmoment [Nm]</p> <p>Zeit</p> <p>Ungefiltert</p>

Abbildung 14: 4. Messung Praxistest

## 5. Messung:

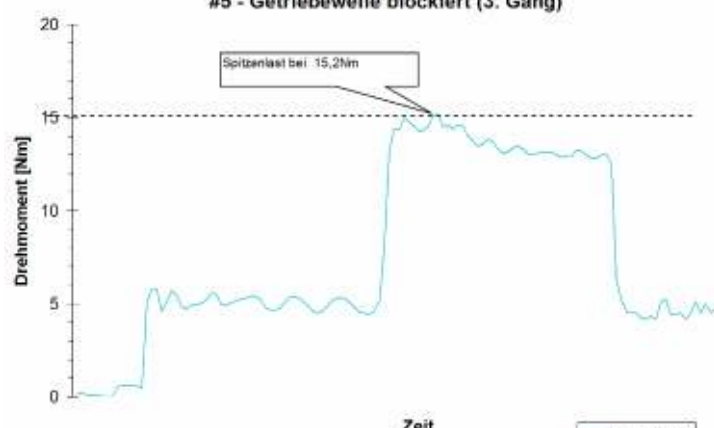
Ort	Parkplatz – Firma VIKING GmbH
Getriebe-Gang	3
Gewicht im Korb [kg]	-
Bemerkung	Getriebe-Ausgangswelle mit Zange blockieren (3.Gang)
Bild vom Versuchsaufbau	-
Messdatenauswertung	<p>#5 - Getriebewelle blockiert (3. Gang)</p>  <p>The graph displays the torque response of a gear shaft when blocked in 3rd gear. The torque starts at 0 Nm, rises to a steady state of approximately 5 Nm, then increases sharply to a peak of 15.2 Nm when the shaft is blocked. It remains at this peak for a short duration before dropping back to the initial 5 Nm level. The data is presented as an unfiltered signal.</p> <p>Drehmoment [Nm]</p> <p>Zeit</p> <p>Ungefiltert</p> <p>Spitzenlast bei 15,2Nm</p>

Abbildung 15: 5. Messung Praxistest

## 6. Messung:


Ort	Parkplatz – Firma VIKING GmbH
Getriebe-Gang	3
Gewicht im Korb [kg]	-
Bemerkung	auf Parkplatz, Gerät mit Antrieb fallen lassen für plötzliche Traktion (3.Gang)
Bild vom Versuchsaufbau	-
Messdatenauswertung	 <p>#6 - Gerät mit Antrieb auf Asphalt fallen lassen (3. Gang)</p> <p>Spitzenwert bei 13,8Nm</p> <p>Drehmoment [Nm]</p> <p>Zeit</p> <p>Ungefiltert</p>

Abbildung 16: 6. Messung Praxistest

## 7. Messung:

Ort	Parkplatz – Firma VIKING GmbH
Getriebe-Gang	1
Gewicht im Korb [kg]	-
Bemerkung	auf Parkplatz, Gerät mit Antrieb fallen lassen für plötzliche Traktion (1. Gang)
Bild vom Versuchsaufbau	-
Messdatenauswertung	<p>#7 - Gerät mit Antrieb auf Asphalt fallen lassen (1. Gang)</p> <p>The graph displays a single data series labeled 'Ungefiltert'. It shows a baseline torque of about 1 Nm, followed by a rapid increase to a peak of 14.0 Nm, and then several smaller oscillations before settling back to the baseline. The peak is highlighted with a callout box.</p>

Abbildung 17: 7. Messung Praxistest

## 8. Messung:


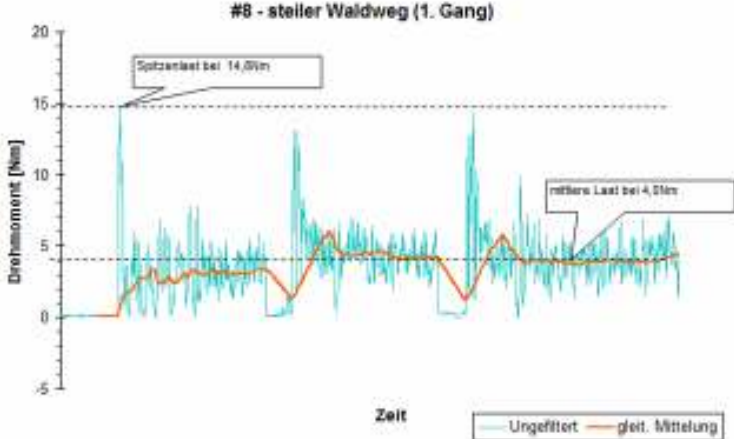
Ort	Bärenbad, steiler Waldweg, asphaltiert
Getriebe-Gang	1
Gewicht im Korb [kg]	13
Bemerkung	Bärenbad, steiler Waldweg, asphaltiert (1. Gang)
Bild vom Versuchsaufbau	
Messdatenauswertung	

Abbildung 18: 8. Messung Praxistest

## 9. Messung:


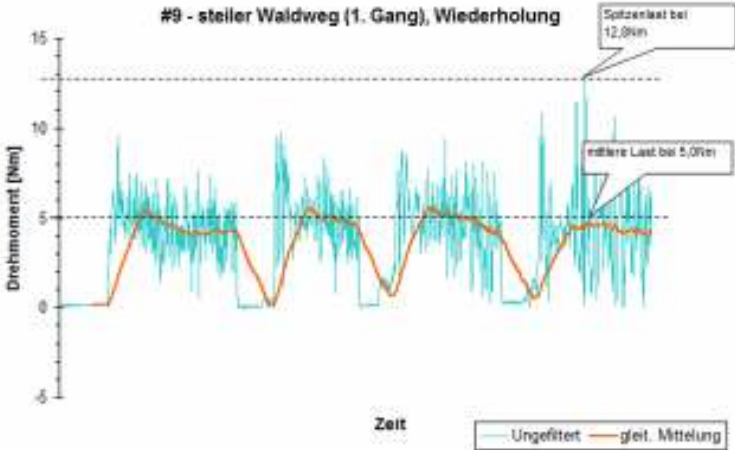
Ort	Bärenbad, steiler Waldweg, asphaltiert
Getriebe-Gang	1
Gewicht im Korb [kg]	13
Bemerkung	Wiederholung von Mess.Nr.:8
Bild vom Versuchsaufbau	
Messdatenauswertung	

Abbildung 19: 9. Messung Praxistest



## 10. Messung:


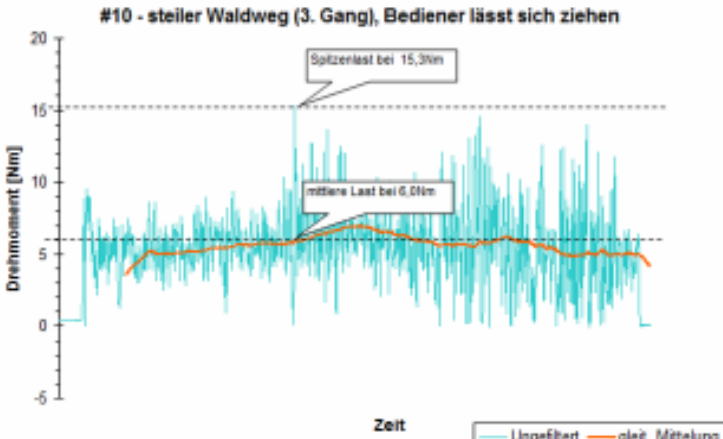
	Ort	Bärenbad, steiler Waldweg, asphaltiert
	Getriebe-Gang	3
	Gewicht im Korb [kg]	13
	Bemerkung	Bärenbad, Bediener lässt sich vom Gerät ziehen (3. Gang)
Bild vom Versuchsaufbau		
Messdatenauswertung		

Abbildung 20: 10. Messung Praxistest

## 11. Messung:

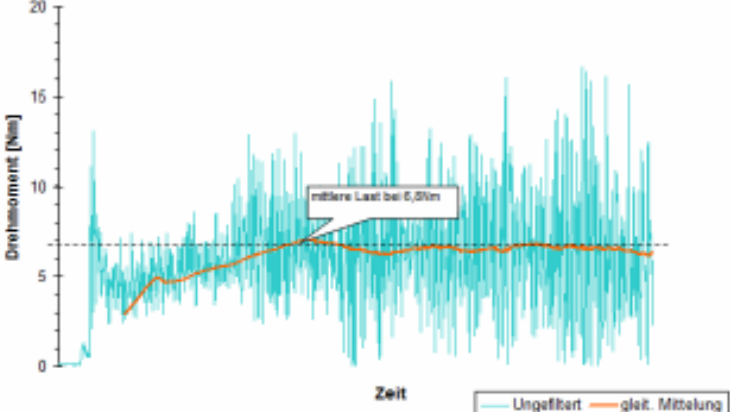
Ort	Bärenbad, steiler Waldweg, asphaltiert
Getriebe-Gang	1
Gewicht im Korb [kg]	13
Bemerkung	Bärenbad, Wiederholung mit 1. Gang, Bediener lässt sich vom Gerät ziehen
Bild vom Versuchsaufbau	-
Messdatenauswertung	<p>#11 - steiler Waldweg (1. Gang), Bediener lässt sich ziehen</p> 

Abbildung 21: 11. Messung Praxistest

## 12. Messung:

Ort	Bärenbad, steiler Waldweg, asphaltiert
Getriebe-Gang	1
Gewicht im Korb [kg]	13
Bemerkung	Kupplungsseil nachgespannt für bessere Drehmomentübertragung
Bild vom Versuchsaufbau	-
Messdatenauswertung	<p>#12 - steiler Waldweg (1. Gang), Kupplungsseil nachgespannt</p> <p>Drehmoment [Nm]</p> <p>Zeit</p> <p>— Ungefiltert — glätt. Mittelung</p>

Abbildung 22: 12. Messung Praxistest

## 13. Messung:

Ort	in der Ebene (ca. 0% Steigung) am Robotertestgelände (VIKING)
Getriebe-Gang	1
Gewicht im Korb [kg]	13
Bemerkung	in der Ebene Robotertestgelände (VIKING) (1. Gang)
Bild vom Versuchsaufbau	-
Messdatenauswertung	

Abbildung 23: 13. Messung Praxistest

## 14. Messung:

Ort	in der Ebene (ca. 0% Steigung) am Robotertestgelände (VIKING)
Getriebe-Gang	3
Gewicht im Korb [kg]	13
Bemerkung	in der Ebene Robotertestgelände (VIKING) (3. Gang)
Bild vom Versuchsaufbau	-
Messdatenauswertung	<p>#14 - in der ebenen Grasfläche (3. Gang)</p> <p>Zeit</p> <p>— Ungefiltert — gefilt. Mittelung</p>

Abbildung 24: 14. Messung Praxistest

## 15. Messung:

Ort	in der Mulde (ca. -35% Steigung) am Robotertestgelände (VIKING)
Getriebe-Gang	1
Gewicht im Korb [kg]	13
Bemerkung	in der Mulde Robotertestgelände (VIKING) (1. Gang)
Bild vom Versuchsaufbau	-
Messdatenauswertung	

Abbildung 25: 15. Messung Praxistest

## 16. Messung:

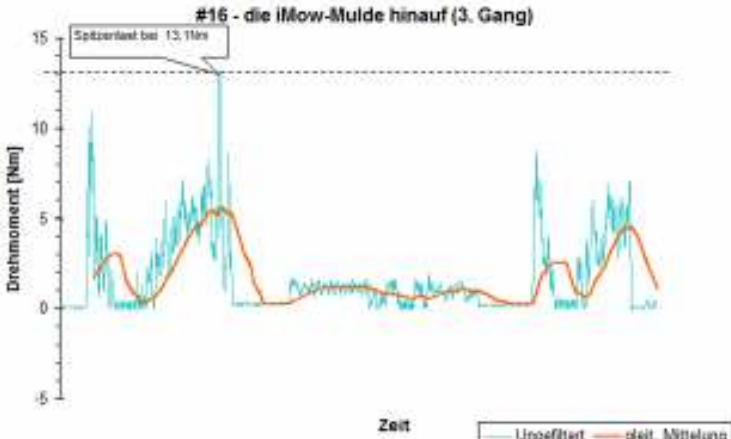
Ort	in der Mulde (ca. -35% Steigung) am Robotertestgelände (VIKING)
Getriebe-Gang	3
Gewicht im Korb [kg]	13
Bemerkung	in der Mulde Robotertestgelände (VIKING) (3. Gang)
Bild vom Versuchsaufbau	-
Messdatenauswertung	

Abbildung 26: 16. Messung Praxistest

## 17. Messung:


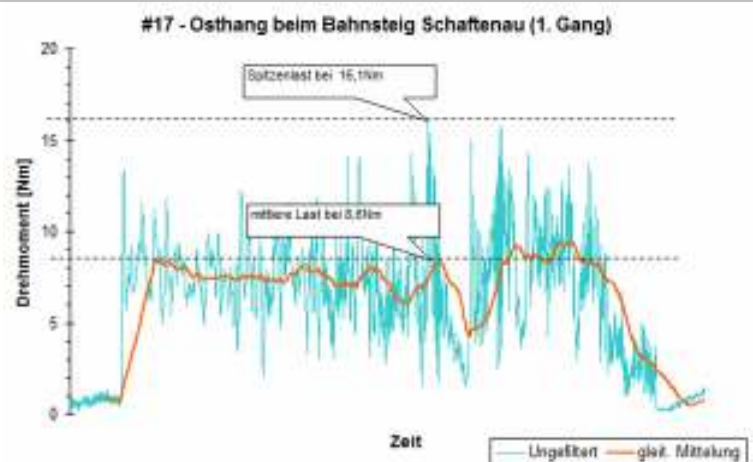
Ort	am Osthang beim Bahnsteig Schafftenau (Ort Nähe Kufstein)
Getriebe-Gang	1
Gewicht im Korb [kg]	13
Bemerkung	am Osthang beim Bahnsteig Schafftenau (1. Gang)
Bild vom Versuchsaufbau	
Messdatenauswertung	

Abbildung 27: 17. Messung Praxistest



## 18. Messung:


	Ort	am Osthang beim Bahnsteig Schafftenau (Ort Nähe Kufstein)
	Getriebe-Gang	3
	Gewicht im Korb [kg]	13
	Bemerkung	am Osthang beim Bahnsteig Schafftenau (3 Gang)
Bild vom Versuchsaufbau		
		
Messdatenauswertung		

Abbildung 28: 18. Messung Praxistest

## 4.2.8 Zusammenfassung Praxismessdaten

In diesem Kapitel werden die in Kapitel 4.2.7 gesammelten Rohdaten in einer Tabelle zusammengefasst:

Nr.:	Testbedingungen	Ergebnis	
		Mittlere Last [Nm]	Spitzenlast [Nm]
1	auf Parkplatz, ohne Korb, gegen ein Hindernis fahren	9,1	22,1
2	ohne Korb gegen ein Hindernis fahren, teilweise Blockade der Räder		17,2
3	Mäher wird mit Druck auf die Räder gegen die Wand gefahren (1.Gang)		31,8
4	<b>Getriebe-Ausgangswelle mit Zange blockieren (1.Gang)</b>		<b>34,3</b>
5	Getriebe-Ausgangswelle mit Zange blockieren (3.Gang)		15,2
6	auf Parkplatz, Gerät mit Antrieb fallen lassen für plötzliche Traktion (3.Gang)		13,8
7	auf Parkplatz, Gerät mit Antrieb fallen lassen für plötzliche Traktion (1. Gang)		14
8	Bärenbad, steiler Waldweg, asphaltiert (1. Gang)	4	
9	Wiederholung von Messung 8	5	
10	Bärenbad, Bediener lässt sich vom Gerät ziehen (3. Gang)	6	
11	<b>Bärenbad, Wiederholung mit 1. Gang, Bediener lässt sich vom Gerät ziehen</b>	<b>6,8</b>	
12	Kupplungsseil nachgespannt für bessere Drehmomentübertragung	6,8	
13	in der Ebene am Testgelände (1. Gang)	1,7	
14	<b>in der Ebene am Testgelände (3. Gang)</b>	<b>1,7</b>	
15	in der Mulde am Testgelände (1. Gang)		7,5
16	in der Mulde am Testgelände (3. Gang)		13,1
17	<b>am Osthang beim Bahnsteig Schaftenau (1. Gang)</b>	<b>8,6</b>	<b>16,1</b>
18	<b>am Osthang beim Bahnsteig Schaftenau (3. Gang)</b>	<b>8</b>	<b>23</b>

Abbildung 29: Zusammenfassung Praxismessdaten

## 4.3 Messdatenanalyse

### 4.3.1 Kategorisierung der Praxismessdaten

Damit der Prüfstand so praxisnah als möglich auslegt ist, werden die Belastungsstufen in 3 Hauptkategorien im 1. Gang eingeteilt, er wird klassifiziert. Dabei wird der normale Betrieb in der Ebene, das Fahren auf einem steilen befestigten Weg und schlussendlich auch der Extremfall, das Fahren am Steillhang simuliert. In dem nachstehenden Diagramm sind die einzelnen Kategorien graphisch mit den jeweiligen Drehmomentwerten dargestellt.

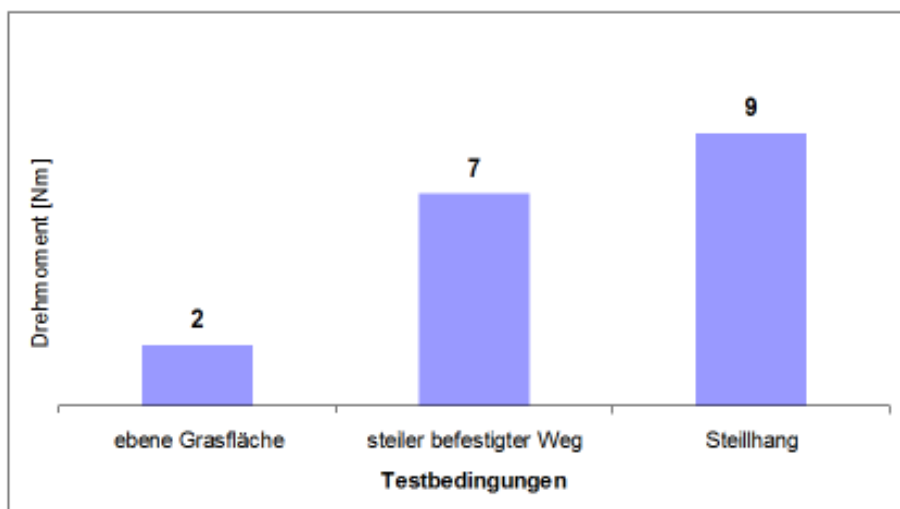


Abbildung 30: Drehmomentkategorien Prüfstand

Weiters wird auf Grund der Messdaten von einem maximalen Spitzenlastmoment von

$$M_{\max} = 35 \text{ [Nm]}, \text{ bei } n_{\text{Spitzenlast}} = 0 \text{ [U/min]}$$

ausgegangen und für die Auslegung der Bremse herangezogen.

Im nächsten Schritt werden die kategorisierten Drehmomentwerte über die verschiedenen Gänge berechnet, um damit die mechanische Leistung der Bremseinheit auslegen zu können. Dies geschieht wie in Tabelle 5 ersichtlich auf Basis folgender Formeln:

$$P_{Bmech} = M_B \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{Ausgang} \cdot \frac{1}{60} \quad (4.12)$$

Situation	Gang	$M_B$ [Nm]	$n_{Ausgang}$ [U/min]	$P_{Bmech}$ [W]
normale Betrieb in der Ebene	1	2	312	65
Fahren auf steilen befestigten Weg	1	7	312	228
Fahren am Steilhang	1	9	312	294
normale Betrieb in der Ebene	2	2	462	96
Fahren auf steilen befestigten Weg	2	7	462	338
Fahren am Steilhang	2	9	462	435
normale Betrieb in der Ebene	3	2	599	125
Fahren auf steilen befestigten Weg	3	7	599	439
Fahren am Steilhang	3	9	599	564

Tabelle 5: Übersichtstabelle Drehmoment und Leistung

#### 4.3.2 Berechnung der Mindestanforderungen für die Bremseinheit

Die Berechnung hat ergeben, dass die Bremseinheit eine Mindestleistung von

$$P_{Bmech} = 565W,$$

ein Mindestdrehmoment von

$$M_B = 9Nm$$

und eine Mindestdrehzahl von

$$n_{Ausgang} = n_{Bremse \min} = 600 \text{ U/min}$$

aufweisen muss, um die klassifizierten Belastungen in jeder Gangart bzw. Fahrgeschwindigkeit, die simuliert werden sollte, bremsen zu können. Die Belastung wird dabei direkt auf die Abtriebswelle vom Getriebe aufgebracht um die universelle Anbindung überhaupt realisieren zu können.

Weiters muss die Bremseinheit in der Lage sein ein Spitzenstillstandsmoment von

$$M_{\max} = 35 \text{ [Nm]}, \text{ bei } n_{Spitzenlast} = 0 \text{ [U/min]}$$

aufzubringen.

Um noch genügend Spielraum im Sinne der Bremswirkung zu haben, wird einerseits auf die Verfügbarkeit von geeigneten Bremseinheiten anhand der Datenblätter geachtet und andererseits auf die Flexibilität des Prüfstands in Bezug auf höhere Belastungen, die mit momentanen Stand noch nicht vorhanden sind, abzudecken.

Die Grundlage zur Auswahl einer geeigneten Bremseinheit ist somit erledigt und somit werden im folgenden Kapitel 5 unterschiedliche Konzepte einer Bremseinheit und deren Ansteuerung und im Sinne der Funktionalität gegenübergestellt.

## 5 Konzeptphase

Um die bestmögliche Variante im Sinne von Preisleistung und Funktionalität des Prüfstands zu gewährleisten, werden vorab verschiedene Konzepte erarbeitet. Parallel dazu werden grobe Funktionsmerkmale, Erweiterungsmöglichkeiten, Handhabung, Kosten sowie Aufwand und viele andere Eigenschaften gegenübergestellt. Zum eigentlichen Gegenüberstellen wird eine spezielle Methodik herangezogen, dem so genannten Paarvergleich. Dabei werden die einzelnen Bewertungskriterien paarweise verglichen und man hat den Vorteil, dass die Entscheidung für den jeweiligen Auftraggeber im Sinne seiner definierten Prioritäten beruht.

### 5.1 Evaluierung von Konzepten

#### 5.1.1 Konzept 1 (Scheibenbremse mechanisch)

Bei diesem Konzept wird der Prüfling, das Rasenmäher Antriebsgetriebe, für den Fahrantrieb auf einem modularen Gestell aus Aluminiumprofilen via Lagerungen befestigt. Die Ansteuerung bzw. die Simulation des eigentlichen Motors (Elektromotor bis hin zum Verbrennungsmotor) wird über einen drehzahlgesteuerten Antrieb realisiert. Die Kraftübertragung geschieht mit den im Gerät verbauten Keilriemen über gerätespezifischen Keilriemenscheiben. Die Belastung des Abtriebs vom Getriebe wird über eine mechanische Scheibenbremse realisiert. Je nach gewünschter Belastung wird über den hydraulischen Bremskreis der Bremsdruck im Sinne des erhöhten Bremsmoments eingestellt. Das Bremsmoment basiert auf Praxismessdaten und kann individuell über die Speicherprogrammierte Steuerung eingestellt werden. Eine speziell abgestimmte Regelung übernimmt die Steuerung des hydraulischen Bremskreises.

Um die Regelung realisieren zu können, braucht man natürlich neben dem Sollwert auch noch den tatsächlichen Istwert vom Belastungsmoment. Dieses bekommt man über eine Kraftmessdose welche die radiale Abstützung des Getriebes übernimmt und so die Bremskraft iterativ zur Steuerung überträgt. Die eigentliche Freigabe vom Getriebe welches die Eingangswelle durchsteuert zur Ausgangswelle geschieht bei allen Prüflingen über gerätespezifische Seilzüge. Bei diesem Konzept wird aber die Ansteuerung über einen Pneumatik Zylinder realisiert.

Um das Konzept vergleichbar zu machen, werden die einzelnen Vor- bzw. Nachteile grob dargestellt.

## Vorteile:

- Aluminiumprofil sehr robust und durch die einfachen Verstellungsmöglichkeiten individuell einsetzbar und erweiterbar
- Durch den frequenzgesteuerten Antrieb kann jeder Motor mit der jeweiligen spezifischen Drehzahl eingestellt werden
- Einfacher und kostengünstiger Aufbau durch Verwendung von einer Scheibenbremse mit geschlossenem Regelkreis und die Verwendung von einem Pneumatik Zylinder

## Nachteile:

- Scheibenbremse hat hohen Verschleiß
- Bremsmoment trotz Regelung schwierig einzustellen
- Hoher Wartungsaufwand
- Da das Getriebe über den Pneumatik Zylinder direkt angesteuert wird kann man das Setzungsverhalten des Seilzuges nicht feststellen
- Drehzahlmessung der Abtriebs Welle mit eigenem Drehgeber bzw. induktiven Sensor

### 5.1.2 Konzept 2 (Magnetpulverbremse)

Bei dieser Variante, dem Konzept 2, wird das Grundgestell auch aus Aluminiumprofilen realisiert. Jedoch die Belastung des Getriebes wird über eine andere Methode umgesetzt, nämlich mit einer Magnetpulverbremse. Diese hat den großen Vorteil, dass sie keinen Verschleiß hervorruft. Außerdem können Momente schon bei sehr geringen Drehzahlen erzeugt werden. Die Ansteuerung erfolgt über eine einfache Stromquelle welche je nach Bedarf über die SPS an das jeweilige Steuermodul, über Normsignale 4-20mA bzw. 0-10V, verändert wird.

Anbei eine Abbildung der Magnetpulverbremse:



Abbildung 31: Magnetpulverbremse<sup>9</sup>

Man beachte aber, dass diese Bremse und auch die in Konzept 1, wie der Name schon sagt, nur bremsen und nicht antreiben kann. Die Ansteuerung des „Gangschalters“ erfolgt nicht mehr über einen Pneumatik Zylinder, sondern über einen Linearhubzylinder. Vorteil dabei ist, dass man den genauen Weg, den der Seilzug bzw. der „Ganghebel“ ausführt, definieren kann. Auch die genaue Aufzeichnung der Strecke, den der Ganghebel über den gesamten Prüfzyklus macht, kann über so genannte lineare Potentiometer gemessen werden. Alle anderen Funktionen werden weitestgehend vom Konzept 1 übernommen.

---

<sup>9</sup> Siehe Magnetpulverbremse unter <http://www.ibd-wt.de/typo3temp/pics/58ab4f5a6b.jpg>, Zugriff am 17.01.13



Anbei noch die Gegenüberstellung der Vor- bzw. Nachteile einer Magnetpulverbremse:

Vorteile:

- Einfach und genaue Regelung des Bremsmoments
- Geringer Wartungsaufwand
- Einfache Regelung
- Messung der Veränderung der Seilzuglänge

Nachteile:

- Belastung kann nur als negative Beschleunigung eingeleitet werden
- Hohe Anschaffungskosten der Magnetpulverbremse

### 5.1.3 Konzept 3 (Wirbelstrombremse)

Bei diesem Konzept wird die Variante mit einer Wirbelstrombremse angedacht, da diese in der Anschaffung deutlich kostengünstiger ist, als eine Magnetpulverbremse. Man muss aber beachten, dass die Wirbelstrombremse nur arbeiten kann, wenn genügend Drehzahl vorhanden ist. Ein Moment bei Drehzahl = 0 kann nicht erzeugt werden.

Anbei eine Bild von einer Wirbelstrombremse:



Abbildung 32: Wirbelstrombremse<sup>10</sup>

Da die Ausgangsdrehzahlen von einem Rasenmäher Getriebe relativ gering sind muss bei diesem Konzept ein Getriebe dazwischen gebaut werden. Dies verbessert zwar den Arbeitspunkt der Wirbelstrombremse, jedoch die Simulation beim Anfahren in einer Steigung kann nicht umgesetzt werden, da wie oben schon angesprochen bei Drehzahl = 0 auch das Moment undefiniert ist, lediglich das Reibmoment von den Lagern bzw. inneren Kräfte der Wirbelstrombremse sind vorhanden und wirken dem Getriebe entgegen. Hinzu kommt noch, dass das verwendete Getriebe durch vorhandene Verluste zu einem undefinierten Endergebnis kommt, da der Wirkungsgrad immer leicht variiert über der Drehzahl bzw. über die Lebensdauer. Die Ansteuerung der restlichen Komponenten wird wie bei den anderen Konzepten gelöst. Auch die Verwendung von einem Linearzylinder für die Gangverstellung wird so umgesetzt.

---

<sup>10</sup> Siehe Wirbelstrombremse unter [http://www.weka-motorenpruefstaende.de/Leistungsbremsen\\_mt.html](http://www.weka-motorenpruefstaende.de/Leistungsbremsen_mt.html), Zugriff am 17.01.13

Folgend noch die Vor- bzw. Nachteile:

Vorteile:

- Relativ günstige Anschaffung der Bremse
- Einfache Regelung der Bremsleistung

Nachteile:

- Hohe Wärmeentwicklung
- Da der Prüfling eine zu geringe Drehzahl aufweist ist eine Verwendung von einem Zwischengetriebe unumgänglich

### 5.1.4 Konzept 4 (Servomotor)

Bei diesem Konzept kommt der Servomotor zum Einsatz. Er hat den Vorteil, dass er an jeden Arbeitspunkt angepasst werden kann. Er kann Antreiben sowie Abbremsen und kann das Drehmoment drehzahlunabhängig einstellen. Die Regelung läuft über einen SERVO – Umrichter welcher genau auf den Motor abgestimmt ist. Via Software können beliebig viele Parameter und Variablen verstellt werden. Über eine speicherprogrammierte Steuerung könnte der Umrichter via Profibus kommunizieren und der Datenaustausch funktioniert einfach und zuverlässig. Ein weiterer Vorteil besteht in dem Sinn, dass die Drehzahlen sowie die Momente direkt über den Servomotor ausgelesen werden können. Bei einer richtigen Dimensionierung des Motors kann man auf eine separate Drehmomenterfassung verzichten. Dies wiederum kompensiert die hohen Anschaffungskosten von dem Umrichter und des Motors.

Anbei ein Bild von einem Servomotor von Siemens:



Abbildung 33: Siemens Servomotor<sup>11</sup>

---

<sup>11</sup> Siehe Servo- und Hauptspindelmotoren unter <http://www.automation.siemens.com/mcms/mc/de/motoren/servo-und-hauptspindelmotoren/synchronmotor/Seiten/synchronmotor.aspx>, Zugriff am 17.01.13

Gegenüberstellung von den Vorteilen bzw. den Nachteilen:

Vorteile:

- Moment- bzw. Drehzahleinstellung zu jedem Arbeitspunkt
- Einfache Regelung
- Keine separate Drehmoment- bzw. Drehzahlmessung
- Kein Wartungsaufwand, da verschleißfrei
- Kommunikation möglicherweise über Profibus
- Realisierung von einer Bremse bzw. von einem Antrieb

Nachteile:

- Hohe Anschaffungskosten
- Aufwändige Programmierkosten

## 5.2 Konzeptauswahl

Um die in Kapitel 5.1 aufgezeigten Konzepte klar gegenüberstellen zu können werden vorab die grundlegenden Eigenschaften sowie die Merkmale in eine Tabelle eingetragen und mittels folgender Legende<sup>12</sup> bewertet und verglichen. Anschließend hat man die Bewertungskriterien zur Auswahl des passenden Konzepts mit einer Rangordnung versehen.

### 5.2.1 Paarvergleich der einzelnen Eigenschaften

Präferenzmatrix		Bewertungskriterien						
		Herstellkosten	Wartungsaufwand	Erweiterbarkeit	Funktionalität	Programmieraufwand	verschleißarme Bremse	
Bewertungskriterien		1	2	3	4	5	6	
1	Herstellkosten		1	0	2	0	2	
2	Wartungsaufwand	1		1	1	2	2	
3	Erweiterbarkeit	2	1		1	1	2	
4	Funktionalität	0	1	1		0	1	
5	Programmieraufwand	2	0	1	2		2	
6	verschleißarme Bremse	0	0	0	1	0		
Summe		5	3	3	7	3	9	30
Gewichtung		17%	10%	10%	23%	10%	30%	
Rangfolge		3	4	6	2	5	1	

Legende

horizontal wichtiger vertikal	2
gleich wichtig	1
vertikal wichtiger horizontal	0

Sortierung der Rangfolge	1	2	3	4	5	6
	30%	23%	17%	10%	10%	10%
	verschleißarme Bremse	Funktionalität	Herstellkosten	Wartungsaufwand	Programmieraufwand	Erweiterbarkeit

<sup>12</sup> Im Punkt 5.2.1 Paarvergleich der einzelnen Eigenschaften werden die Eigenschaften verglichen

Tabelle 6: Paarvergleichstabelle

In Tabelle 6 ergibt sich über den Paarvergleich eine Rangordnung, die für die Firma VIKING GmbH als ideal herauskristallisiert hat. In der nachfolgenden Abbildung 34 ist die Reihenfolge nochmals als Diagramm dargestellt:

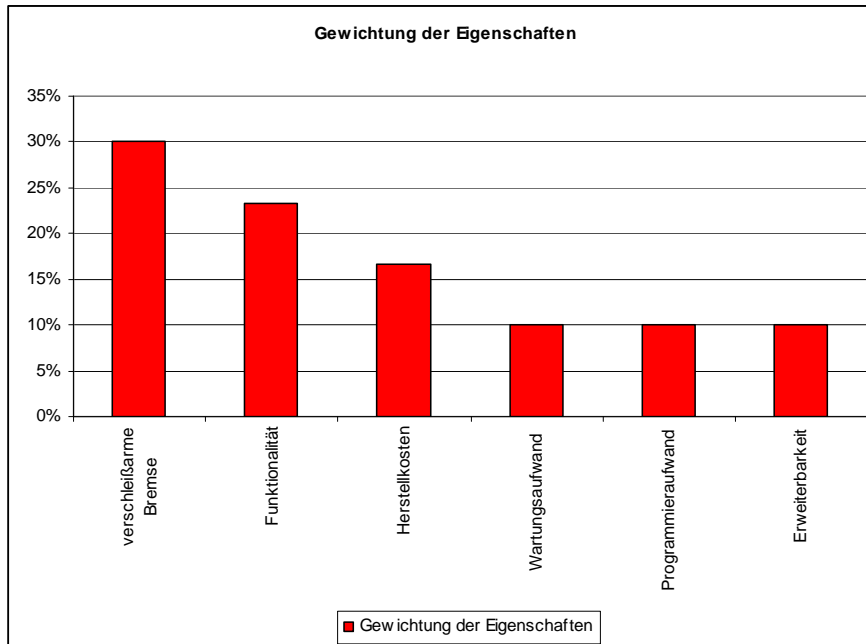


Abbildung 34: sortierte Gewichtung der Prüfstandseigenschaften

### 5.2.2 Gegenüberstellung der einzelnen Konzepte im Schulnotensystem

Bei dieser Gegenüberstellung werden die einzelnen Konzepte auf Basis der spezifischen Eigenschaften verglichen. Dabei wird das Schulnotensystem von 1 – 5 herangezogen. Würde man nur den Mittelwert der einzelnen Noten berechnen würden die Einflussfaktoren nicht berücksichtigt werden. Deshalb werden die einzelnen Noten gewichtet gemittelt.

Folgendes Ergebnis wurde berechnet:

Gewichtung	30%	23%	17%	10%	10%	10%		
Kriterium	verschleißarme Bremse	Funktionalität	Kosten	Wartungsaufwand	Programmieraufwand	Erweiterbarkeit	Bewertung (Schulnoten)	Rangfolge der Konzepte
<b>Konzept_1</b>	5	3	2	5	3	4	<b>3,7</b>	<b>4</b>
<b>Konzept_2</b>	1	2	5	2	2	4	<b>2,4</b>	<b>2</b>
<b>Konzept_3</b>	2	3	3	2	2	4	<b>2,6</b>	<b>3</b>
<b>Konzept_4</b>	1	1	4	2	2	2	<b>1,8</b>	<b>1</b>

Tabelle 7: Konzeptauswahl

## 5.3 Zusammenfassung und Fazit

Bei der Gegenüberstellung hat sich gezeigt, dass das Konzept 4 die beste Variante im Sinne des Kunden (Unternehmen) mit all seinen Eigenschaften darstellt.

Folge dessen wird das Konzept 4 näher betrachtet und ausgearbeitet.





## 6 Detailierungsphase

In diesem Kapitel wird der gesamte Prüfstand in einzelne Komponenten extrahiert, um jeder Teilkomponente die jeweiligen Anforderungen und Spezifikationen zu geben. Am Ende der Detailierungsphase sind die kompletten Rahmenbedingungen für die einzelnen Aktoren, Sensoren, Bremseinheiten und Sicherheitseinrichtungen sowie die Visualisierung für den Benutzer dargestellt und strukturiert. Eine mögliche Steuerungseinheit wird auch Teil dieser Anforderungsliste sein.

Weiters wird in diesem Kapitel die Grundlage für die mechanische Konstruktion sowie die Aufteilung des Prüfstands geschaffen, denn anhand der nötigen Umgebungsbedingungen der einzelnen Teilkomponenten wird ein kompaktes Zusammenwirken ermöglicht indem alles bestens aufeinander abgestimmt ist.

### 6.1 Einteilung des Prüfstands in Komponenten

#### 6.1.1 Prüfling - Getriebevarianten

In Tabelle 8 werden die einzelnen Getriebetypen in deren Eigenschaften und Funktionen verglichen und dargestellt. Weiters werden dabei auch die Anzahl der Gänge und die Vorzugsrichtung der translatorischen Antriebsrichtung niedergeschrieben.

Getriebetyp	Anzahl Gänge	Anzahl Betätigungshebel <sup>13</sup>	Vorwärtsgang	Rückwärtsgang
1 – Gang Getriebe	1	1	Ja	Nein
VARIO Getriebe	X (stufenlos)	2	Ja	Nein
3 – Gang Getriebe	3	2	Ja	Nein

Tabelle 8: Übersicht Getriebearten und Eigenschaften

Durch die Einteilung der Getriebearten lässt sich ein Ansteuerungsalgorithmus für die Steuerung ableiten. Wie in Tabelle 8 ersichtlich gibt es 2 Typen von Getrieben die zwei Seilzüge und folge dessen auch zwei Betätigungshebel für den kompletten Fahrtrieb benötigen.

---

<sup>13</sup> Siehe Abbildung 35, 36, 37

Um die unterschiedlichen Ansteuerungsmöglichkeiten der VIKING GmbH Rasenmähers darzustellen wird der Unterschied zwischen VARIO, 1-Gang und 3-Gang Getrieben kurz dargestellt.

#### 1 - Gang Getriebe:

Wie in Abbildung 35 ersichtlich wird beim 1 – Gang Getriebe lediglich der Hebel A gedrückt und der Mäher beginnt die Vorwärtsfahrt einzuleiten.

→ Es wird nur ein Betätigungsmechanismus für solche Getriebevarianten benötigt.

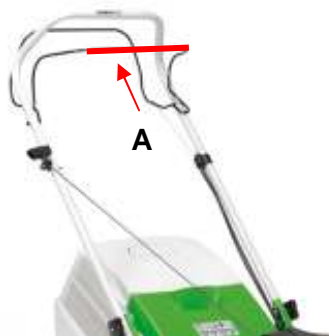


Abbildung 35: Darstellung 1 – Gang Getriebe<sup>14</sup>

---

<sup>14</sup> Siehe MB 248 T unter <http://www.viking.at/VIKING-Produkte/Rasenmäher/Benzinmäher-für-mittlere-Flächen/22278-1514/MB-248-T.aspx>, Zugriff am 18.01.13

VARIO – Getriebe:

In der Abbildung 35 ist der VARIO – Schalter mit dem Punkt A gekennzeichnet. Dieser ist nur zuständig um die Fahrgeschwindigkeit des Rasenmähers zu bestimmen. Um den Rasenmäher in seiner Bewegung nach vorne zu starten, ist der Hebel mit der Kennzeichnung B notwendig. Erst wenn der Hebel B gedrückt wird, wird die Kraftübertragung über das Getriebe eingeleitet und der Mäher fährt mit der gewünschten eingestellten Geschwindigkeit los. Zu beachten ist allerdings, dass der Hebel A erst nach dem Drücken von Hebel B empfohlen wird.

→ Es werden zwei Betätigungsmechanismen für solche Getriebevarianten benötigt.



Abbildung 36: Darstellung VARIO Getriebe<sup>15</sup>

---

<sup>15</sup> Siehe MB650V unter <http://www.viking.at/VIKING-Produkte/Rasenmäher/Benzinmäher-für-grosse-Flächen/21371-1515/MB-650-V.aspx>, Zugriff am 18.01.13

### 3 - Gang Getriebe:

Das 3 – Gang Getriebe wie in Abbildung 37 ersichtlich beruht auf dem gleichen Prinzip seiner Ansteuerung wie das VARIO Getriebe. Es ist lediglich der Gangwahlschalter (vgl. VARIO Schalter) mit 3 Positionen voreingestellt. Das Einschalten des Fahrtriebs geschieht wiederum über das Drücken des Hebels A, anschließend beginnt sich der Mäher in der zu vor ausgewählten Gangstufe (Hebel B) bzw. Geschwindigkeit nach vorne zu bewegen.

→ Es werden zwei Betätigungsmechanismen für solche Getriebevarianten benötigt.



Abbildung 37: Darstellung 3 – Gang Getriebe<sup>16</sup>

Nun lässt sich der Algorithmus bzw. die Anforderung für die SPS und seine Aktoren in Worten wie folgt ableiten:

„Der Aktor für die Gangwahl oder VARIO Verstellung muss stufenlos in jede Position in seinem Arbeitsbereich gebracht werden können. Dabei muss sichergestellt werden, dass eine permanente Positionsüberwachung vorhanden ist, die wiederum in die SPS als Analog-Signal eingelesen wird. Nur dann ist sichergestellt, dass es sich um einen geschlossenen Regelkreis handelt. Weiters wird ein zweiter Aktor benötigt um die eigentliche Kraftübertragung im Getriebe einleiten zu können“

---

<sup>16</sup> Siehe MB 755 KS unter <http://www.viking.at/VIKING-Produkte/Rasenmäher/Rasenmäher-für-den-professionellen-Einsatz/21592-1517/MB-755-KS.aspx>, Zugriff am 18.01.13

### 6.1.2 Ansteuerung Getriebe

Die Ansteuerung des Getriebes wird so gestaltet, dass es die eigentliche Einbaulage im Gerät simuliert. Dazu ist es notwendig im Prüfstand 2 Aktoren, die linear und positionsüberwacht verfahren können, einzubauen. Die Anbindung bzw. die Kraftübertragung wird universal an den jeweiligen Lenker angepasst, denn die Übertragung der Kraft an das Getriebe wird über die gerätespezifischen Seilzüge durchgeführt. In Abbildung 38 ist schematisch in einer Skizze dargestellt wie die eigentliche Ansteuerung des Prüflings sein muss.

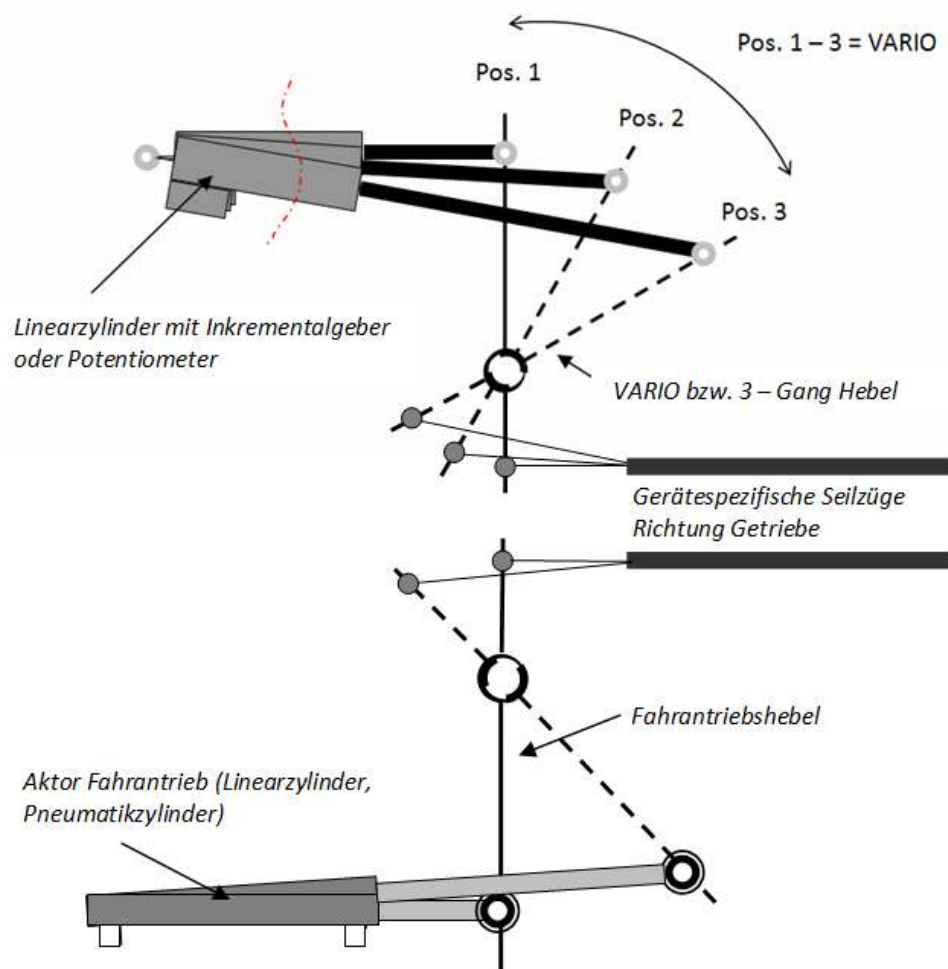


Abbildung 38: Ansteuerungseinheit komplett

### 6.1.3 Antriebsmotorsimulation

Die Antriebsmotorsimulation wird über einen elektrischen Antriebsmotor simuliert. Die Kraftübertragung zwischen Getriebe und Antrieb wird über die gerätespezifischen Antriebskeilriemen und Riemenscheiben realisiert. Dieser Antrieb muss nur eine Antriebsrichtung besitzen und die Drehzahl des Motors muss stufenlos über eine Elektronik veränderbar sein. Dies kann einerseits mit einem Frequenzumformer und einem 3-phasigen Asynchronmotor oder über einen spannungsgesteuerten Gleichstrommotor realisiert werden. Um jedoch keinen Verschleiß auf Grund der Kohlebürsten beim Gleichstrommotor zu haben, wird die Variante mit dem Asynchronmotor gewählt. Der Drehzahlbereich dieses Antriebsmotors muss alle Drehzahlen der vorhandenen Rasenmähergetriebe abdecken. Um den Einsatzbereich des Asynchronmotors eingrenzen zu können, wird in Tabelle 9 die zu prüfenden Rasenmähergetriebe im Sinne der Antriebsmotordrehzahlen dargestellt.

Gerätebezeichnung	Nenndrehzahl Antriebsmotor
ME 545 V	2800 U/min
MB 248 T	2800 U/min
MB 443 T	2800 U/min
MB 448 T	2800 U/min
MB 448 TX	2800 U/min
MB 448 TC	2800 U/min
MB 545 T	2800 U/min
MB 545 V	2800 U/min
MB 650 T	2700 U/min
MB 650 V	2800 U/min
MB 655 G	2800 U/min
MB 750 KS	2800 U/min
MB 755 KS	2800 U/min
MB 6 RV	3100 U/min

Tabelle 9: Übersicht Nenndrehzahlen der Rasenmähertypen<sup>17</sup>

Wie man in der Tabelle erkennen kann, ist das Drehzahlfenster für den Prüfstand zwischen 2700 U/min und 3100 U/min im Sinne der Eingangsdrehzahl des Getriebes notwendig. Da der gewünschte Motor drehzahlveränderbar ist werden die Grenzdrehzahlen für den Motor wie folgt festgelegt. Weiters wird der Leistungsbereich definiert.

$$n_{Motor\ min} = 2000\ [U/min],\ n_{Motor\ max} = 3500\ [U/min]$$

$$P_{MotorAntrieb} > 1000\ [W]$$

<sup>17</sup> Entnommen von [www.viking.at](http://www.viking.at), Zugriff am 18.01.13

Diese Informationen können wie folgt für die Anforderung für die SPS bzw. deren Aktor niedergeschrieben werden:

„Der Antriebsmotor muss für einen Drehzahlbereich von  $n_{Motor\ min}$  bis  $n_{Motor\ max}$  ausgelegt werden. Weiters sollte der Antriebsmotor eine Nennleistung von  $P_{MotorAntrieb}$  haben, damit er die Drehmomente und Leistungen der serienmäßig verbauten Motoren simulieren kann. Der Motor an sich muss keine aufwändige Drehzahlregelung mit sich bringen. Lediglich sollte die Drehzahl des Motors über einen Umformer einstellbar sein. Die Rückmeldung der eigentlichen Drehzahl wird über einen Inkrementaldrehgeber in die SPS rückgemeldet. Idealerweise sollte der Antriebsmotor ein Drehstromasynchronmotor sein, welcher über einen geeigneten Frequenzumformer die Drehzahl ausregelt.“

In Abbildung 39 ist gut zu erkennen wie sich die Drehzahl über den originalen Aufbau, simuliert am Prüfstand, realisieren lässt. Weiters kann man hier auch gut erkennen, wie sich der gerätespezifische Keilriemen im eingebauten Zustand spannen lässt, damit er durch optimale Reibverhältnisse die Kraft analog zum Gerät übertragen kann, um die Prüfung so real wie möglich im Dauerbetrieb betreiben zu können.

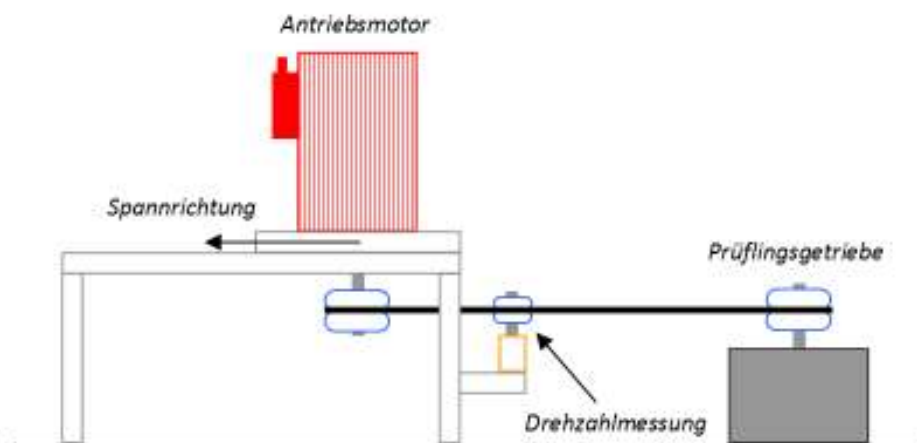


Abbildung 39: schematischer Aufbau Antriebsmotor inkl. Riemen

#### 6.1.4 Anbindung Getriebe auf Prüfstand

Die Anbindung vom Getriebe auf dem Prüfstand muss auf Grund der unterschiedlichen Getriebearten universal gestaltet werden. Dies bedeutet, dass die Hauptaufnahme vom Getriebe fix am Prüfstand integriert sein muss und die jeweiligen Adapter der gerätespezifischen Getriebehalterungen werden so angepasst, dass diese einfach montierbar sind. Die jeweiligen Adapter müssen demnach auf der Kontaktierungsfläche immer das gleiche Flanschbild aufweisen und auf der gegenüberliegenden Seite werden die



Adapter so gestaltet dass es den Halter im Gerät darstellt. Eine Möglichkeit der Realisierung stellt die Abbildung 40 dar.

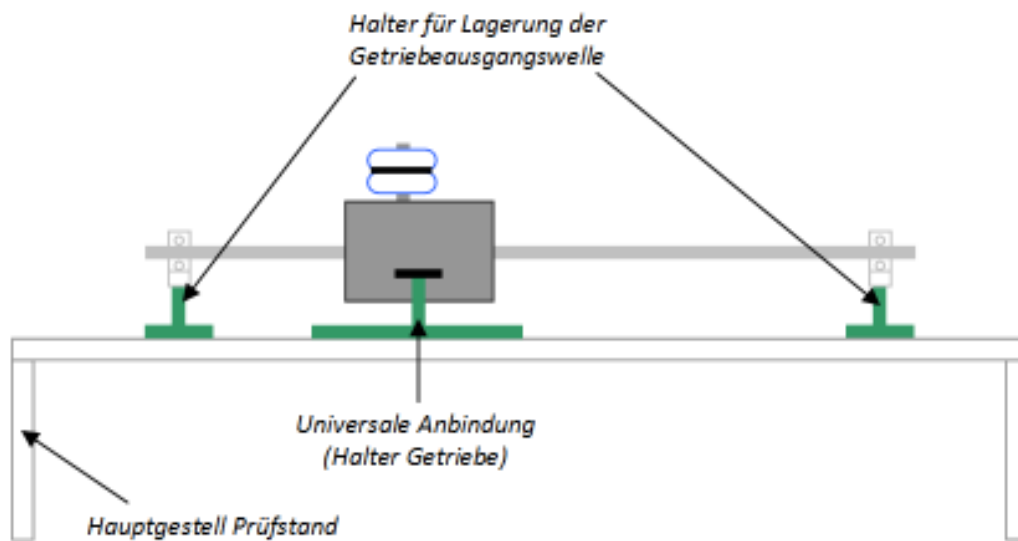


Abbildung 40: Darstellung Anbindung Getriebe auf Prüfstand

### 6.1.5 Bremseinheit

Die Bremseinheit muss so gestaltet werden, dass die Anbindung der jeweiligen Getriebevarianten in deren Einbaulage bzw. Funktionalität nicht eingeschränkt werden. Dies bedeutet im Detail, dass die meisten Getriebe eine gemeinsame Abtriebswelle haben, welche auf Grund der unterschiedlich langen Abtriebsausgangswellen auch unterschiedliche Torsionen zur Folge haben und genau diese möglichen Materialermüdungserscheinungen müssen auf diesem Prüfstand abgebildet werden.

Deshalb ist es notwendig die Bremseinheit auf einer drehenden Welle anzubinden welche über Zahnriemenantrieb mit der Abtriebswelle des Getriebes verbunden ist. Dadurch ist es auch einfach möglich Getriebe mit unterschiedlichen Abtriebswellendurchmessern an die Bremseinheit anzubinden, da nur die Zahnriemenscheiben in deren Innendurchmessern veränderbar sein müssen.

Die Anbindung der Welle zur Zahnriemenscheibe wird spezielle Welle-Nabe-Verbindungen die so genannten Taper Lock® Spannbuchse realisiert. Anbei eine Darstellung einer solchen Verbindungsmöglichkeit:



Abbildung 41: Darstellung Taper Lock® Welle Nabe Verbindung<sup>18</sup>

Diese Spannbuchsen sind so konstruiert und aufgebaut, dass man die Anbindung einer Zahnriemenscheibe direkt auf den Konus der jeweiligen Buchse spannen kann. Durch die beiden Bohrungen, die links und rechts (Abbildung 41) angeordnet sind, wird die Buchse mit dem jeweiligen dazugehörigen Zahnriemenscheibe verschraubt. Durch die Verschraubung wird der Innendurchmesser der Buchse verringert, die Welle ist dadurch mit der Welle verbunden und der Konus der auf dem Außenring der Buchse vorhanden ist, wird durch die Verschraubung mit der Zahnriemenscheibe über die Reibflächen verbunden.

Die Abbildung 42 soll Aufschluss über die komplette Anbindung der Bremseinheit mit dem Prüflingsgetriebe geben. Weiters ist zu beachten, dass diese Messung des Drehmoments in der Bremseinheit integriert ist, was aus Kostengründen ideal ist, da eine separate Drehmomentmessung mit einer angemessenen Genauigkeit relativ teuer ist. Die Regelung an sich, ist bei solch einer Bremseinheit integriert, was auch für die Programmierung der gewünschten Sollbelastungen einen Vorteil mit sich bringt.

---

<sup>18</sup> Siehe Taper Lock® auf <http://shop.haberkorn.com/sortiment/antriebs Elemente/wellenab e- verbindungen/taper-lock-buchsen/70794>, Zugriff am 20.01.13

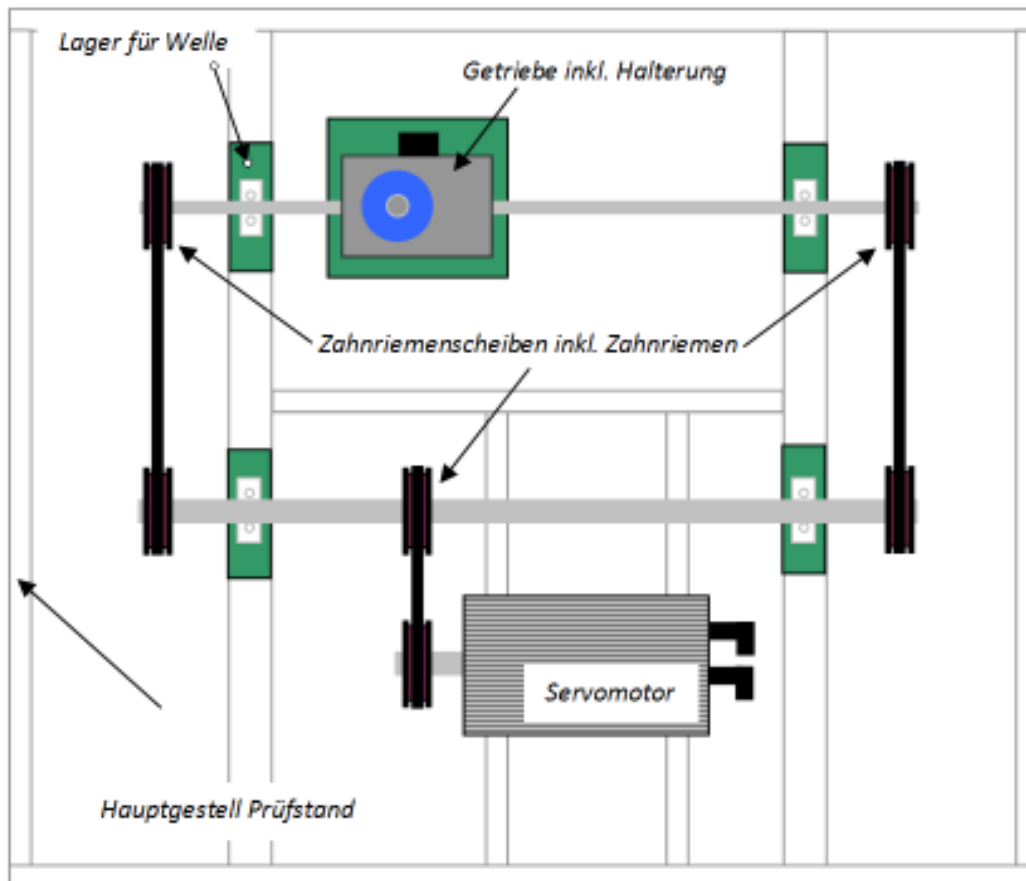


Abbildung 42: Anbindung Bremseinheit

Um den Servomotor für die Belastungseinheit auswählen zu können werden im folgenden Absatz die Anforderungen für die Bremseinheit in Worten beschrieben:

„Der Belastungsmotor sollte stufenlos ab Stillstand  $n_{Stillstand} = 0$  [U/min] mit  $M_{max} = 35$  [Nm] verschiedenste Momente und Leistungen bremsen können. Dabei sollten die Leistungen  $P_{Bmech} = 565$  [W], sowie die Drehmomente  $M_B = 9$  [Nm] und auch die Drehzahlen von  $n_{Bremsmin} = 600$  [U/min] eingestellt werden können. Da es sich hier um einen Servomotor handelt kann auch die negative Drehrichtung simuliert werden. Weiters geschieht die eigentliche Regelung in der Ansteuerungselektronik des Servomotors. Dieser übernimmt die eigentlichen Regelvorgänge und wird via SPS und eventuell über Profibus mit Daten versorgt. Die gesamte Ansteuerung und Kommunikation sollte wenn möglich über einen Profibus realisiert werden.“

### 6.1.6 Steuerungstechnik

Um die Realisierung eines vollautomatisierten Prüfstands zu generieren ist es unumgänglich eine SPS („Speicher Programmierbare Steuerung“) in dem Prüfstand zu integrieren. Diese intelligente Steuerung ist in der Lage analoge und digitale Signale verarbeiten zu können. Weiters ist die Anbindung eines Bus Systems mit einfachen mitteln realisierbar, welches die Kommunikation und den Verdrahtungsaufwand in den Steuerungskästen drastisch verringert.

Um jedoch eine SPS auswählen zu können, müssen unter anderem auch die notwendigen Ein- bzw. Ausgänge definiert werden.

Aktor / Sensor	Eingang / Ausgang	Analog / Digital / Bussystem	Bemerkung
Antriebsmotor	Ausgang	Analogsignal	Antriebsmotor wird mit 0-10V über einen Frequenzumformer angesteuert
Drehzahlsensor Antrieb	Eingang	Analogsignal	Drehzahl des Antriebsmotors wird über einen Drehgeber der ein Analogsignal ausgibt überwacht
Servomotorumrichter	Ausgang	Bussystem	Kommunikation des Servomotorumrichters via Bussystem (Drehzahl, Drehmoment wird über den Bus übertragen)
Visualisierung	Ausgang	Bussystem	Kommunikation der Visualisierung und der SPS via Profibus
Not-Aus und Sicherheitsrelais	Eingang	Digitalsignal	Einbindung der Sicherheitstechnik über Sicherheitsrelais
Türkontakt Verriegelung	Ausgang	Digitalsignal	Sofern der Sicherheitskorpus über den Zugriffsraum des Prüfstands geschlossen ist wird die Schutzkomponente verriegelt.

Tabelle 10: Übersichtstabelle SPS Ein- und Ausgangsbelegung

Weiters ist es notwendig die gesamte Steuerung mit einem USV („Unterbrechungsfreie Spannungsversorgung) zu versehen. Dabei gibt es unterschiedliche Varianten einer Pufferung, wie zum Beispiel über Kondensatoren oder Batterien, die ein Herunterfahren der Steuerung bzw. das Aufrechterhalten des Betriebs einer Steuerung von einigen Minuten sicher gewährleisten, ohne Probleme oder dauerhafte Schädigungen zu verursachen.

Das gesamte Spannungsniveau der Steuerungen und Sensoren wird mit dem Industriestandard von 24V realisiert. Dies ist in allen Richtungen vorteilhaft, denn die Möglichkeiten mit dieser standardisierten Spannung zu arbeiten ist in der Auswahl der am Markt verfügbaren Bauteile in den meisten Fällen von Vorteil.

### 6.1.7 Visualisierung

Ziel ist bei diesem Prüfstand die Hardware Aktoren zur Bedienung komplett über den Softwarebereich abzudecken. Das heißt, dass sämtliche Taster und Schalter auf dem Schaltschrank der Steuerung entfallen. Der Benutzer hat dabei die Möglichkeit sämtliche Messdaten am Bildschirm abzulesen. Weiters kann er verschiedene Sollgrößen wie z.B.: Drehzahlen oder Drehmomente einstellen. Auch individuelle Prüfprogramme können über diese Visualisierung generiert und anschließend abgespeichert werden.

In diesem Kapitel wird die Menüstruktur der Benutzeroberfläche schematisch dargestellt damit in Kapitel 7<sup>19</sup> die Visualisierung über ein geeignetes Tool erstellt werden kann.

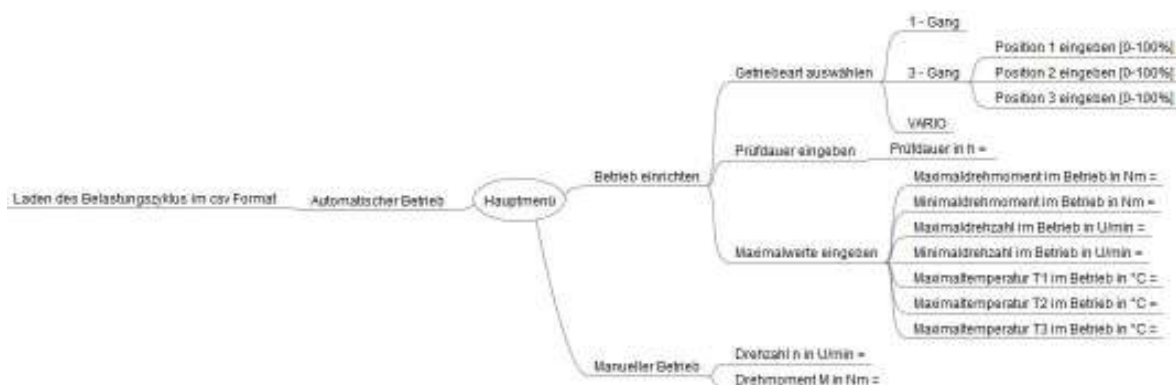


Abbildung 43: Schematische Struktur Visualisierung

<sup>19</sup> Realisierungsphase

### **6.1.8 Integration bzw. Anbindung an die VIKING Haustechnik**

Immer wenn ein Prüfstand an ein vorhandenes Netz eingebunden wird ist es wichtig, dass der gesamte Prüfstand mit all seinen Elektrischen Verbrauchern vorab genau analysiert wird um im Betrieb keine andern Geräte zu gefährden.

Weiters ist es unumgänglich einen Trenntrafo im Prüfstand zu integrieren, damit der in der Haustechnik vorhandene „Fi“ - Schalter (Fehlerstromschutzschalter) nicht auf Grund des Servoumrichters, der eventuell Ableitströme durch die Erzeugung einer hohen Zwischenkreisspannung im Teillast und Bremsbetrieb verursacht, auslöst. Denn durch die Galvanische Trennung des Schutzleiters ergeben sich auf der Primärseite des Trafos (=Hausanschluss) keine Ableitströme mehr.

Zur primären Stromversorgung stehen 16A mit drei Phasen zur Verfügung.

Die Anbindung an das VIKING Netzwerk zur Datenübertragung wird über einen Netzwerkfähigen Modul der SPS realisiert. Dabei bekommt der Baustein (=Modul) eine eigene IP Adresse und kann über das normale Netzwerk angesprochen werden. Nun ist man auch in der Lage, dass man die Messdaten direkt in einen separaten Ordner im Netzwerk speichern kann.

Weiters ist es von Vorteil, wenn man die Sollbelastung, als csv Datei, beim Einrichten des Betriebes über die Visualisierung lädt, da der Benutzer nur die Datei auswählen und den Automatischen Betrieb starten muss.

### **6.1.9 Sicherheitstechnik**

„Mit dem Schlagwort „Sicherheit ist ein Unternehmenswert“ wird die Notwendigkeit einer Implementation der Sicherheitstechnik in einem Prüfstand noch deutlicher. Betriebspersonal und Nutzer sind heute permanent umgeben von komplexer Technik - ob in Beruf oder Freizeit, bei Tag oder bei Nacht. Daher sollen Geräte für ihre Nutzer unkompliziert und sicher bedienbar sein. Um dies zu gewährleisten spielt Sicherheit für automatisierte Maschinen und Anlagen eine immer größere Rolle. Die korrekte Anwendung von Normen und Richtlinien bekommt daher eine wichtige Stellung.

Bei jeder tausendsten Handlung eines Menschen kommt es zu einer Fehlhandlung, die die Sicherheit des Personals gefährden kann. Oft treten solch kritische Situationen unter Zeitdruck auf, etwa weil zur Störungsbeseitigung an einer Anlage der gesamte Prozess angehalten werden muss. Dies schließt schon mal das Umgehen einer Verriegelungseinrichtung mit ein, wenn sich durch Entfernen eines verklemmten Teils im laufenden Betrieb

der komplizierte Wiederanlauf der Anlage umgehen lässt. Wissenschaftliche Studien belegen:

Die Hälfte aller tödlichen Arbeitsunfälle lassen sich auf das Verhalten der Bediener zurückführen. Weiters sind ca. 30 bis 40 % von den Unfallfolgekosten vermeidbar. Die tödlichen Arbeitsunfälle bilden dabei nur die Spitze eines Eisbergs. Vorausgegangen sind i. d. R. immer viele minderschwere Unfälle. Beim Arbeitsschutz ist daher die Analyse von Beinaheunfällen wichtiger Bestandteil der Prävention. Die Reduzierung der Unfallfolgekosten durch Vermeidung von Arbeitsunfällen ist daher ein "wirtschaftliches" Gebot der Stunde!<sup>20</sup>

Um die oben genannten Auswirkungen eines nicht gesicherten Prüfstands zu vermeiden wird bei diesem Prüfstand großer Wert auf die Sicherheit gelegt. Eine schematische Darstellung in Abbildung 44 zeigt das Prinzip der Sicherheitstechnik des Getriebeprüfstands auf.

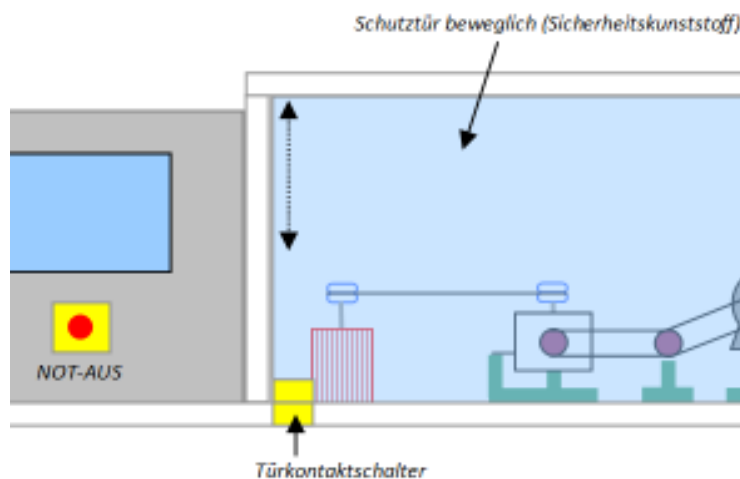


Abbildung 44: Sicherheitstechnik Prüfstand

Wie man in Abbildung 44 deutlich erkennen kann gibt es auf der Steuerungseinheit einen leicht zugänglichen NOT-AUS Taster welcher in Kombination eines Türkontaktschalters, der auf der Schutztür der Eingriffsfläche des Prüfstands platziert ist, arbeitet. Beide Sensoren werden von einem Sicherheitsrelais ausgewertet welches mit der SPS ständig in Verbindung ist. Eine genaue Beschreibung folgt im Kapitel 7<sup>21</sup>.

<sup>20</sup> Siehe auf <http://www.pilz.com/de-DE/knowhow/standards>, Zugriff am 21.01.13

<sup>21</sup> Realisierungsphase

## 7 Realisierungsphase

Das Kapitel 7 Realisierungsphase beschreibt den kompletten Ablauf der Entwicklung und des anschließenden möglichen Aufbau des Prüfstands bei der Firma VIKING GmbH. Es werden dabei unter anderem die gesamten mechanischen Komponenten ausgewählt und spezifiziert, weiters werden die Zukaufkomponenten aufgelistet und bestellfertig dargestellt. Der beschriebene Programmablauf und die Oberfläche der Visualisierung sind Inhalt der Realisierungsphase. Weiters werden die notwendigen elektrischen Komponenten aufgelistet.

Ziel soll es sein, dass diese Diplomarbeit die Grundlage für die Delegation des Aufbaus bildet und für die Umsetzung des Prüfstands verwendet werden kann. Sofern im Zuge der Diplomarbeit der Prüfstand von VIKING GmbH aufgebaut wird, werden die realen Fotos des Prüfstands im Kapitel 9<sup>22</sup> hinzugefügt.

Sollte der Prüfstand nicht in der Komplexität von VIKING GmbH aufgebaut werden sind die Abänderungen einfach am Ende der Diplomarbeit anzuführen und zu begründen.

---

<sup>22</sup> Exkurs in den Aufbau in der Praxis



## 7.1 Entwicklung und Auswahl der mechanischen Komponenten

Um den Gesamtüberblick der notwendigen mechanischen Komponenten zu schaffen ist es notwendig die einzelnen Teile gesammelt darzustellen. Dies wird in der folgenden Abbildung 45 dargestellt und mit den Grundabmaßen gekennzeichnet.

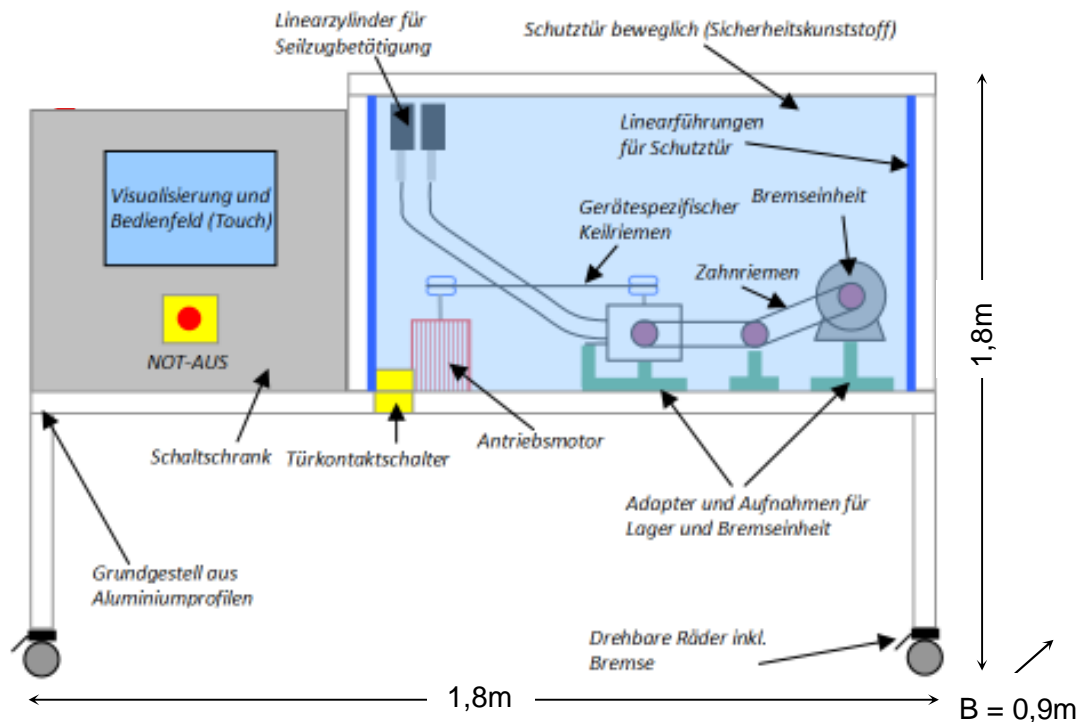


Abbildung 45: Aufbau mechanischer Komponenten

Weiters werden die einzelnen Komponenten spezifiziert und falls nötig näher betrachtet. Diese genannten Punkte sind in den nachfolgenden Absätzen ersichtlich.

### 7.1.1 Komponentenaufstellung

Nr.:	Komponente	Spezifikation	Kommentar
1	<b>Grundgestell Prüfstand</b>	Aluminiumprofile	Auswahl und Berechnung der Statik über geeignete Formeln beim Hersteller.
<b>Ausgewählte Komponente:</b>		Profil 8 40x40, natur, Art. Nr.: 7.0.000.09, <a href="http://www.item24.at">www.item24.at</a>	

Für das Grundgestell wird von der Firma Item24 folgendes Material ausgewählt:

Profil 8 40x40, natur, Art. Nr.: 7.0.000.09, [www.item24.at](http://www.item24.at)

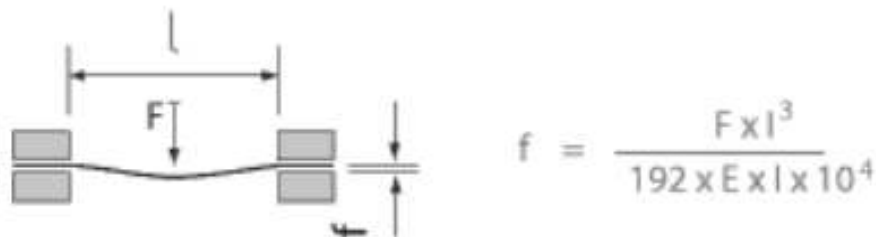


Abbildung 46: Aluminiumprofil Grundgestell

Um das Grundgestell auf Durchbiegung berechnen zu können müssen die einzelnen Komponenten mit dem größten Eigengewicht angeführt werden:

Antriebsmotor =	20 kg
Rasenmähergetriebe =	2 kg
Keilriemenscheiben und Keilriemen =	1 kg
Zahnriemen inkl. Zahnscheiben und Taper® Lock =	4 kg
Bremseinheit =	25 kg
Schutztür aus Spezialkunststoff =	13 kg
Schaltschrank inkl. elektrische Komponenten und Trafo und Zubehör =	40 kg
<u>Puffer =</u>	<u>20 kg</u>
<b>Summe =</b>	<b>125 kg</b>

Geht man von einer Gesamtsumme von 125 kg aus kann man die Durchbiegung des ausgewählten Aluminiumprofils wie folgt durchführen:

Abbildung 47: Belastungsfall Aluprofil<sup>23</sup>

Mit dem einsetzen der 125kg und 1500mm in die Formel von Abbildung 47 ergibt sich über den spezifischen item24 Onlinerechner Folgendes:

<sup>23</sup>Siehe unter  
<http://www.item24.at/home/produkte/produktkatalog/produktetails/products/konstruktionsprofile-6/profil-6-30x30-natur-41901.html>, Zugriff am 21.01.13

Durchbiegung  $f_{3x}$  ergibt: 4.2 mm  
 Biegespannung  $\sigma_{3x}$ : 62.3 N/mm<sup>2</sup>

Durchbiegung  $f_{3y}$  ergibt: 4.2 mm  
 Biegespannung  $\sigma_{3y}$ : 62.3 N/mm<sup>2</sup>

**Abbildung 48: Ergebnis Durchbiegung und Biegespannung<sup>24</sup>**

Diese Durchbiegung von 4,2mm ist für diesen Prüfstand in Ordnung und kann so mit diesen Profilen umgesetzt werden.

2	<b>Verschraubung Prüfstand</b>	Über Winkelprofile und geeignete Schrauben	Verwendung von diversen Komponenten gleichen Herstellers
<b>Ausgewählte Komponenten:</b>		Winkel 8 40x40 Zn, weißaluminium ähnlich RAL 9006, Art. Nr.: 0.0.411.24, <a href="http://www.item24.at">www.item24.at</a>  Nutenstein 8 St M8, verzinkt, Art. Nr.: 0.0.026.18, <a href="http://www.item24.at">www.item24.at</a>	

Für die Winkelverschraubungen werden folgende Artikel verwendet:

Winkel 8 40x40 Zn, weißaluminium ähnlich RAL 9006, Art. Nr.: 0.0.411.24, [www.item24.at](http://www.item24.at)

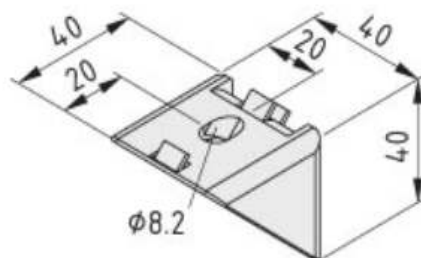


Abbildung 49: Winkel für Aluprofil

Für die Verschraubung werden die passenden Nutensteine und Schrauben verwendet wie folgt:

Nutenstein 8 St M8, verzinkt, Art. Nr.: 0.0.026.18, [www.item24.at](http://www.item24.at)

<sup>24</sup> Siehe unter <http://www.item24.at/home/produkte/produktkatalog/produktetails/products/konstruktionsprofil-8/profil-8-40x40-e-natur-7000009.html>, Zugriff am 22.01.13

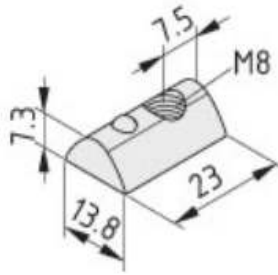


Abbildung 50: Nutenstein mit M8 Verschraubung

Zur Verschraubung werden die passenden M8 Schrauben in gewünschter Länge verwendet.

3	<b>Räder für Prüfstand</b>	4 Räder, alle Räder drehbar und mit Bremse	Verwendung von diversen Komponenten gleichen Herstellers
<b>Ausgewählte Komponente:</b>		Lenkrolle D80 Doppelfeststeller, rostfrei, Art. Nr.: 1.0.001.09, <a href="http://www.item24.at">www.item24.at</a>	

Für die Beweglichkeit des Prüfstands werden Apparatrollen eingesetzt. Die Rollen haben eine Feststellbremse und können bis zu 90kg/Rolle tragen.

Folgende Rollen werden verwendet:

Lenkrolle D80 Doppelfeststeller, rostfrei, Art. Nr.: 1.0.001.09, [www.item24.at](http://www.item24.at)

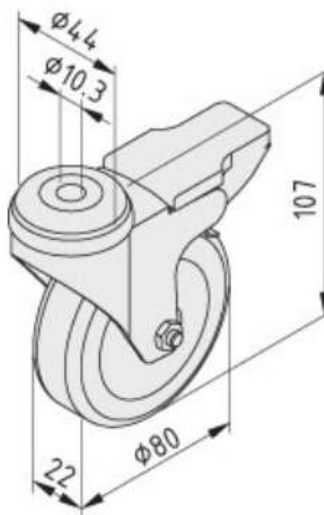


Abbildung 51: Apparatrolle Prüfstand

4	<b>Lager für Getriebeausgangswelle</b>	Stehlager mit Verschraubungsöffnungen und Madenschraube	Individuelle Bestellung der Lager für die unterschied-
---	--	---	--

			lichen Wellendurchmesser; Madenschraube dient zur einfachen und schnellen Fixierung der Welle mit dem Lager
<b>Ausgewählte Komponente:</b>		SNR – Stehlagereinheit, UCP201, shop.haberkorn.com	

Für die Lagerung der Getriebeausgangswelle wird ein Stehlager der Firma SNR verwendet. Diese Lager gibt es mit unterschiedlichen Innenringdurchmessern – je nach dem welche Getriebewelle verwendet wird. Als Beispiel wird ein 12mm Lager dargestellt:

SNR – Stehlagereinheit, UCP201, shop.haberkorn.com

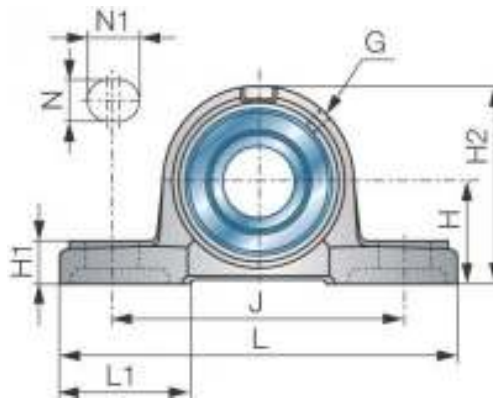


Abbildung 52: Stehlager Getriebeausgangswelle und Ausgleichswelle

5	<b>Lager für fixe Ausgleichswelle</b>	Stehlager mit Verschraubungsöffnungen und Madenschraube; Durchmesser in Bezug auf Drehmomente von max. 15Nm auslegen.	Berechnung der Welle in Bezug auf das Drehmoment; Ziel ist die Verwendung von Normstehlager
<b>Ausgewählte Komponente:</b>		SNR – Stehlagereinheit, UCP204, shop.haberkorn.com	

Die Ausgleichswelle wird mit einem Durchmesser von 20mm in Stahl S235JR verwendet. Dazu benötigt man ein Stehlager mit 20mm Innendurchmesser:

SNR – Stehlagereinheit, UCP204, shop.haberkorn.com

6	<b>Aufnahme für Getriebehalterung</b>	Individuelle Anpassung der Adapter auf die jeweiligen Getriebearten	Grundplatte zur Anbindung an den Prüfstand wird definiert
<b>Ausgewählte Komponente:</b>		Siehe Skizze (Abbildung 52)	

Die Grundplatte für den Prüfstand muss lediglich bei den Bohrungen ein Rastermaß von 40mm aufweisen, damit es mit den ausgewählten Aluminiumformrohren zusammenpasst.

Eine solche Grundplatte gestaltet sich wie folgt. Die Stärke der Platte ist 0,5mm mit dem Stahl ST235JR.

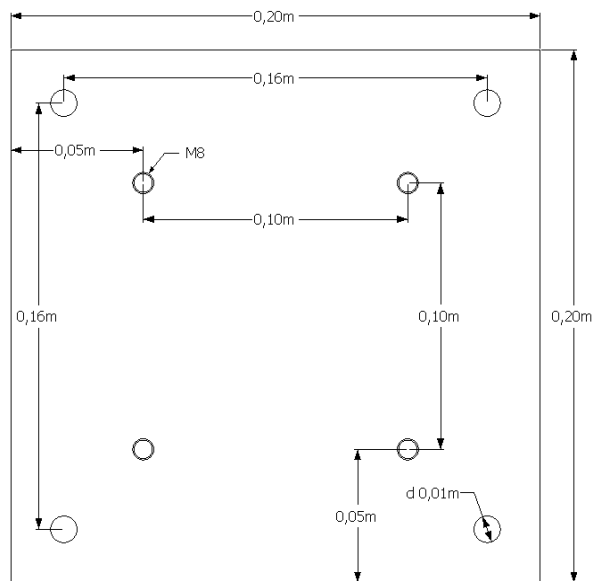


Abbildung 53: Grundplatte Getriebehalterung

Die Bohrungen mit den M8 Gewinden ist für die Anbringung der individuellen Adapter der jeweiligen Getriebe gedacht.

7	<b>Aufnahme für Bremseinheit</b>	Sofern beim Motorlieferanten keine Adapterplatte lieferbar ist wird eine eigene Adapterplatte angefertigt	Grundplatte zur Anbindung an den Prüfstand wird definiert
---	----------------------------------	---	---

Der gewählte Servomotor aus Kapitel 7.2<sup>25</sup> hat folgendes Flanschbild:

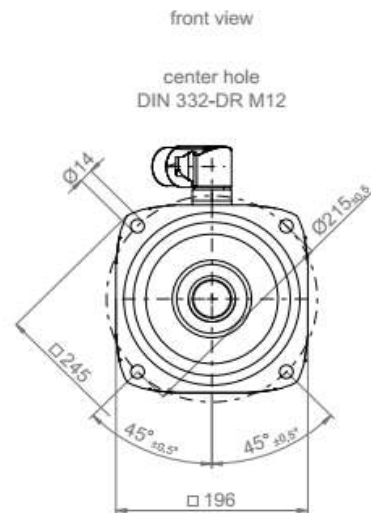


Abbildung 54: Flanschbild Servomotor (Bremseinheit)

Demnach lässt sich die Aufnahme für die Bremseinheit wie folgt ableiten:

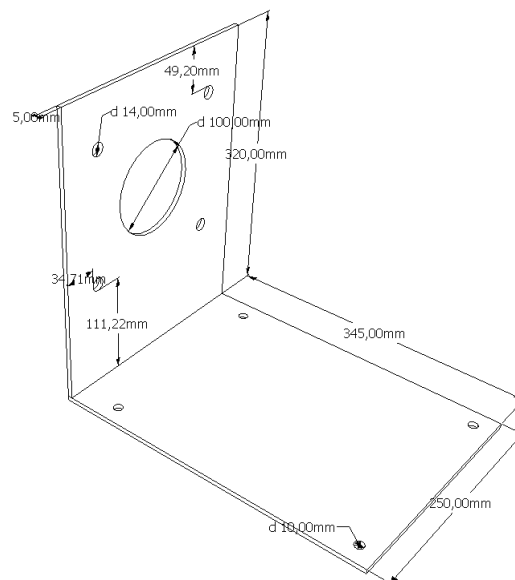


Abbildung 55: Aufnahme Bremsmotor

<sup>25</sup> 7.2 Entwicklung der elektrischen Komponenten

8	<b>Zahnriemenscheiben und Zahnriemen inkl. Taper® Lock zur Fixierung an den Wellen</b>	Riemenart und Länge wird vom Hersteller auf Grund der zu erwartenden Belastungen bestimmt	Ziel ist die Reibung der Riemen zu reduzieren um die Drehmomentmessung nicht zu beeinflussen
---	--	---	--

Bei der Auswahl des geeigneten Zahnriemens inkl. Zahnriemenscheibe ist es notwendig die einzelnen Wellendurchmesser wie folgt zu beschreiben.

Ausgangswelle Getriebe = 12 mm<sup>26</sup>

Ausgleichswelle = 20 mm

Bremsmotorwelle = 38 mm

Schematische Übersicht Zahnriemenantrieb:

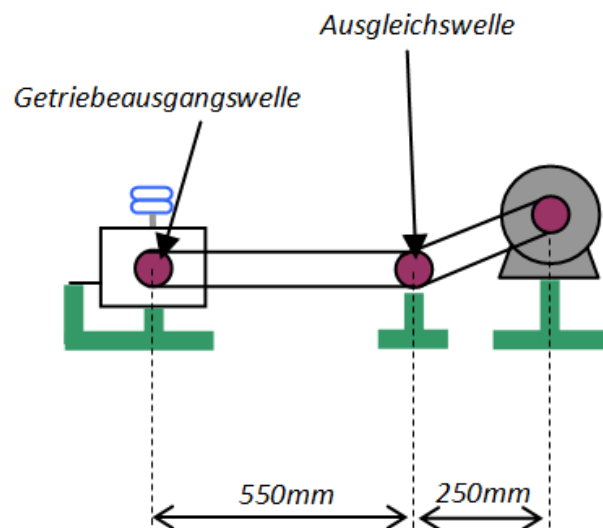


Abbildung 56: Zahnriemenverlauf und Abstände

Da alle Übersetzungsverhältnisse gleich sind zwischen Getriebeausgangswelle, Ausgleichswelle und Bremsmotor wird nur einmal die Berechnung der Kräfte und Durchmesser der notwendigen Zahnriemenscheiben durchgeführt. Bei der eigentlichen Auswahl der Taper® Lock Welle Naben Verbindung ist darauf zu achten, dass die gewünschten Durchmessern bei den jeweiligen Herstellern zur Verfügung stehen.

<sup>26</sup> 12mm wurde als Referenz angenommen; Getriebeausgangswellen können abweichen



Berechnung<sup>27</sup> von Ausgangswelle Getriebe zu Ausgleichswelle:

Rad	Drehr.	Zähne- zahl	X [mm]	Y [mm]	WirkØ [mm]	AußenØ [mm]	Truml. [mm]	Umschl.- winkel [°]	Bogenl. [mm]	Achsabst. [mm]
1	gUz	60	0.00	0.00	191.17	189.17	549.72	180.00	300.28	549.72
2	gUz	60	549.72	0.00	191.17	189.17	549.72	180.00	300.28	549.72

Abbildung 57: Geometrieübersicht Zahnriemen

Rad	Zähne- zahl	Drehzahl [1/min]	eingr. Zähne	eingr. Zähne (für Leistung)	Truml. [mm]	Freq. [Hz]	erforderliche Breite [mm]	max. übertragb. Leistung [kW]
1	60	600.00	30.00	12.00	549.72	22.69	1.29	7.03
2	60	600.00	30.00	12.00	549.72	22.69	1.29	7.03

Abbildung 58: Leistungsübersicht Zahnriemen

<b>Leistungsdaten</b>			
Leistung	P	=	0.56 kW
Drehmoment	M	=	8.89 Nm
Umfangskraft	F <sub>U</sub>	=	94.88 N
statische Achslast	F <sub>A</sub>	=	125.44 N
<b>Antriebsdaten</b>			
Mittelpunkt	X	=	0.00 mm
Mittelpunkt	Y	=	0.00 mm
Drehrichtung		=	gegen Uhrzeigersinn
Achsabstand	a	=	549.72 mm
Trumlänge	l <sub>T</sub>	=	549.72 mm
Zahnezahl	z <sub>i</sub>	=	60.00
Kopkreisdurchmesser	d <sub>k1</sub>	=	189.17 mm
Fußkreisdurchmesser	d <sub>f1</sub>	=	184.47 mm
Wirkkreisdurchmesser	d <sub>g1</sub>	=	191.17 mm
Drehzahl	n <sub>i</sub>	=	600.00 1/min
Umfangsgeschwindigkeit	v <sub>i</sub>	=	6.01 m/s
eingreifende Zahnezahl	z <sub>gr1</sub>	=	30.00
Umschlingungswinkel	β <sub>i</sub>	=	180.00 °
<b>Zahnriemensdaten</b>			
Teilung	t	=	16.00 mm
Riemenlänge	L <sub>R</sub>	=	1700.00 mm
Riemenbreite bei Sicherheit = 1	b <sub>g=1</sub>	=	1.29 mm
Riemenbreite gewählt	b	=	16.00 mm
Sicherheit des Seilzuges	S <sub>Seil</sub>	=	18.22
Sicherheit der Zahntestigkeit	S <sub>Zahn</sub>	=	12.45
Verspannkraft der Trumlänge	F <sub>s</sub>	=	62.72 N
Trumkraft max.	F <sub>Trum max.</sub>	=	109.76 N
Frequenz	f	=	22.69 Hz

Abbildung 59: Leistungsdaten für die Berechnung des Zahnriemens

<sup>27</sup> Siehe unter Berechnung auf <http://mulco1.gwj.de/index.php?id=27&L=0>, Zugriff am 21.01.13

Auf Grund der theoretischen Berechnungen werden folgende Komponenten für den Zahnriemenantrieb ausgewählt:

Zahnriemenscheiben für die 3 Wellen:

Zahnriemensch. 8M-20 44Z 2012, TB448M20, [www.kramp.com](http://www.kramp.com)

Taper® Lock für die 3 Wellen:

Passende Taperlock für 12mm (oder ><sup>28</sup>) Welle: Taperlockbuchse 14 mm, 201214TLKR

Passende Taperlock für 20mm Welle: Taperlockbuchse 20 mm, 201220TLKR

Passende Taperlock für 38mm Welle: Taperlockbuchse 38 mm, 201238TLKR

9	<b>Keilriemenscheiben und gerätespezifischer Keilriemen</b>	Keilriemenscheibe am Antriebsmotor ist fix; Keilriemen ist vom jeweiligen Prüfgetriebe zu verwenden	Riemenscheibe am Getriebe ist vom Seriengerät zu entnehmen;
---	---	---	---

Die Keilriemenscheiben werden von dem jeweiligen Gerätetyp entnommen. Das passende Gegenstück zur Getriebeseite wird am Antriebsmotor mittels eines Adapters fix montiert.

10	<b>Linearantriebe auf Gerätespezifischem Lenker</b>	Aktor zur Gang- oder VARIO – Verstellung wird über die Linearzylinder realisiert; ebenso der Fahr- antriebshebel	Geeignete Anbindungsmöglichkeit für Lenker aufzeigen
<b>Ausgewählte Komponente:</b>		23_0_1_0_0_1_0_??_300_B_4, <a href="http://www.linak.de">www.linak.de</a>	

Für die beiden Linearzylinder ist es wichtig einen schnellen Vorschub zu generieren mit einer geringen Vorschubkraft, da die Hebel an den gerätespezifischen Lenkern gut übersetzt sind. Deshalb ist der LA23 von LINAK ausreichend. Weiter wird dieser Linearzylinder für andere Prüfstände bei VIKING GmbH für die gleiche Anwendung verwendet.

Über die folgende Bestellnummer kann der Linearantrieb bestellt werden:

23\_0\_1\_0\_0\_1\_0\_??\_300\_B\_4<sup>29</sup>

Die beiden ?? sind noch vom Hersteller zu hinterfragen, denn dies ist die Rückmeldung der aktuellen Verfahrensposition – es ist notwendig hier ein Normsignal von 0-10V der aktuellen Position zu bekommen.

<sup>28</sup> Adapter auf 12mm muss individuell angefertigt werden, je nach Getriebetyp

<sup>29</sup> Siehe unter <http://www.linak.de/produkte/Linearantriebe.aspx?product=LA23>, Zugriff am 22.01.13

Anbei die Detailzeichnung vom Hersteller:

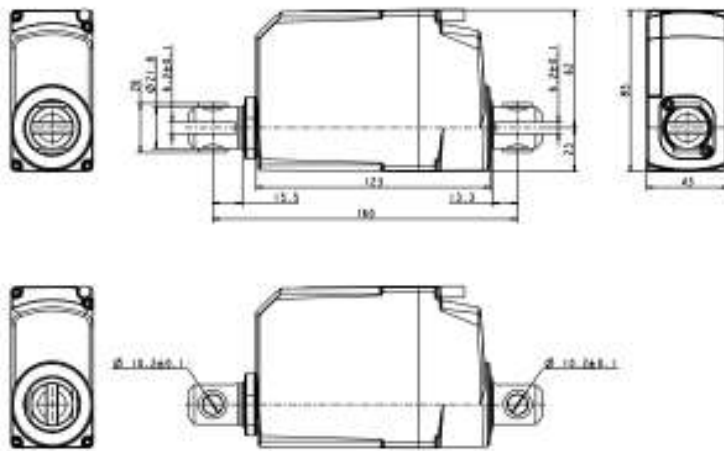


Abbildung 60: Linearzylinder LINAK LA23

11	<b>Seilzüge zur Getriebesteuerung</b>	Gerätespezifischer Seilzüge werden verwendet	Seilzüge vom jeweiligen Seriengerät verwenden und einbauen
----	---------------------------------------	--	--

Die Seilzüge werden aus den Geräten ausgebaut und im Prüfstand implementiert. Die Anbindung an den Linearzylinder erfolgt über den originalen Lenker der auch im Prüfstand integriert wird. Fazit ist, dass der Seilzug indirekt über den Linearzylinder angesteuert wird.

12	<b>Schutztür aus Kunststoff</b>	Bruchsicheres Kunststoffschutzglas	
<b>Ausgewählte Komponente:</b>		Polycarbonat 5mm, klar, Art. Nr.: 0.0.428.23, <a href="http://www.item24.at">www.item24.at</a>	

Das beste Material für Mensch und Maschine ist Polycarbonat. „Polycarbonat ist ein transparenter Kunststoff, der sich durch sehr gute optische Eigenschaften sowie eine glänzende, glatte Oberfläche auszeichnet. Vorteilhaft ist die außergewöhnliche Schlagfestigkeit und Zähigkeit, so dass Polycarbonatplatten federnd und nahezu unzerbrechlich sind. Über einen großen Temperaturbereich (von -40°C bis +135° C) weisen sie Beständigkeit auf. Polycarbonat ist für Türen und Verkleidungen mit Sicherheitsanforderungen geeignet. Eine längerfristige Beanspruchung von Polycarbonat-Scheiben mit UV-Licht oder Kühlschmierstoffen kann zu einer Materialversprödung und damit zu einer verminderten Rückhaltefähigkeit der Sicherheitsscheibe führen. Bei der Verwendung von Polycarbonat-

Platten mit anderen Materialien (Aluminium, Stahl) sind die unterschiedlichen Wärmeausdehnungen zu berücksichtigen.“<sup>30</sup>

Folgendes Material wird ausgewählt in 5mm Stärke für die Schutztür:

Polycarbonat 5mm, klar, Art. Nr.: 0.0.428.23, [www.item24.at](http://www.item24.at)



Abbildung 61: Schutztür Prüfstand

Hier noch die spezifischen Eigenschaften des Materials:

Eigenschaft	Wert	Prüfnorm
Dichte	1,2 g/cm <sup>3</sup>	ISO 1183
Wasseraufnahme	0 mg	ISO 62
Zugfestigkeit	63 MPa	ISO 627
Relativdehnung	8,3 %	ISO 527
Zug-Modul	2200 MPa	ISO 527
Schlagzähigkeit (nicht gestrich)	ohne Bruch	ISO 179
Vicat-Erweichungstemperatur	145 °C	ISO 306
Wärmeausdehnungskoeffizient	65 · 10 <sup>-6</sup> K <sup>-1</sup>	DIN 52012
Bruchklasse	B2	DIN 4102
Bruchzahl	1,685 m <sup>2</sup> /20	ISO 489
Leichttransmissionstest klar / rauchfester	85% / 61%	DIN 5038-13
Oberflächenabstand	10 <sup>-4</sup> mm	DIN 53402

Abbildung 62: Spezifischen Eigenschaften Schutztür

13	<b>Linearführungen für Schutztür</b>	Verwenden eines Systems vom Aluprofilhersteller	Anpassen auf Schutztür
<b>Ausgewählte Komponente:</b>		Schiebetür-Führungssatz 8, Art. Nr.: 0.0.406.66, <a href="http://www.item24.at">www.item24.at</a>	

Die Linearführungen lassen sich über das bei item24 erhältliche Schienensystem einfach realisieren. Anbei die Artikelnummer und die technischen Details:

Schiebetür-Führungssatz 8, Art. Nr.: 0.0.406.66, [www.item24.at](http://www.item24.at)

<sup>30</sup> Siehe unter <http://www.item24.at/home/produkte/produktkatalog/produktdetails/products/durchsichtige-flaechen/polycarbonat-5mm-klar-42823.html>, Zugriff am 21.01.13

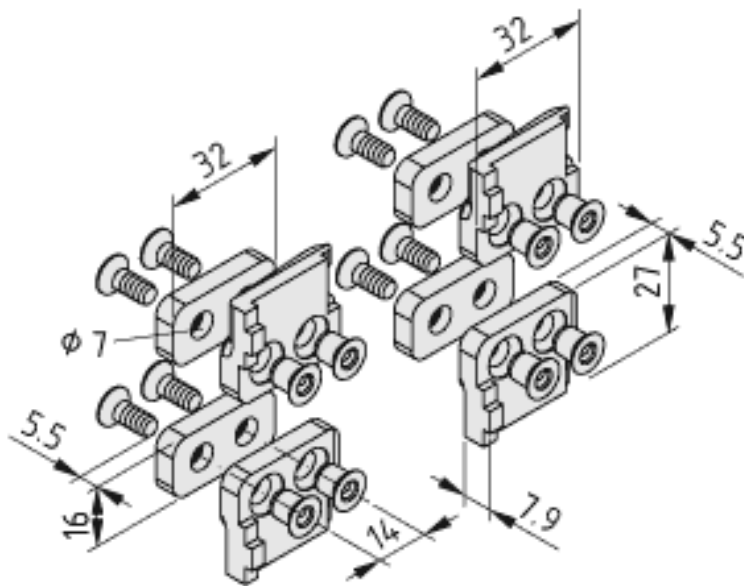


Abbildung 63: Linearführungssystem Schutztür

14	<b>Aufnahme für Antriebsmotor</b>	Individuelle Gestaltung in Bezug auf Flanschprofil des Motors	Aufnahme und Verstellung über Grundgestell Prüfstand
<b>Ausgewählte Komponente:</b>			

### 7.1.2 Fazit

Diese Auflistung der möglichen Komponenten bildet die Grundlage für eine Variante der Umsetzung des Prüfstands in die Realität. Es ist durchaus möglich, dass diverse Abänderungen und Anpassungen an diversen Teilen notwendig sind. Dies ist aber bei jedem Prüfstand der theoretisch betrachtet wird ein Normalfall bei der Umsetzung in die Praxis. Denn immer wieder treten Probleme und Komplikationen auf Grund von Lieferschwierigkeiten von gewissen Herstellern auf oder es werden Änderungen aus der Kostenseite vom jeweiligen Auftraggeber gewünscht.

## 7.2 Entwicklung der elektrischen Komponenten

Im Zusammenhang dieser Diplomarbeit wird aufgezeigt wie man einen solchen Prüfstand mittels Vollautomatisierung in die Realität umsetzen kann. Um jedoch diese Komplexität und die Zusammenhänge der notwendigen einzelnen elektrischen Komponenten einfach darzustellen wird eine graphische Funktionsübersicht erstellt. Im Anschluss dazu werden die einzelnen Knotenpunkte und Verbindungen in die Hardware- und Softwareanteile zerlegt.

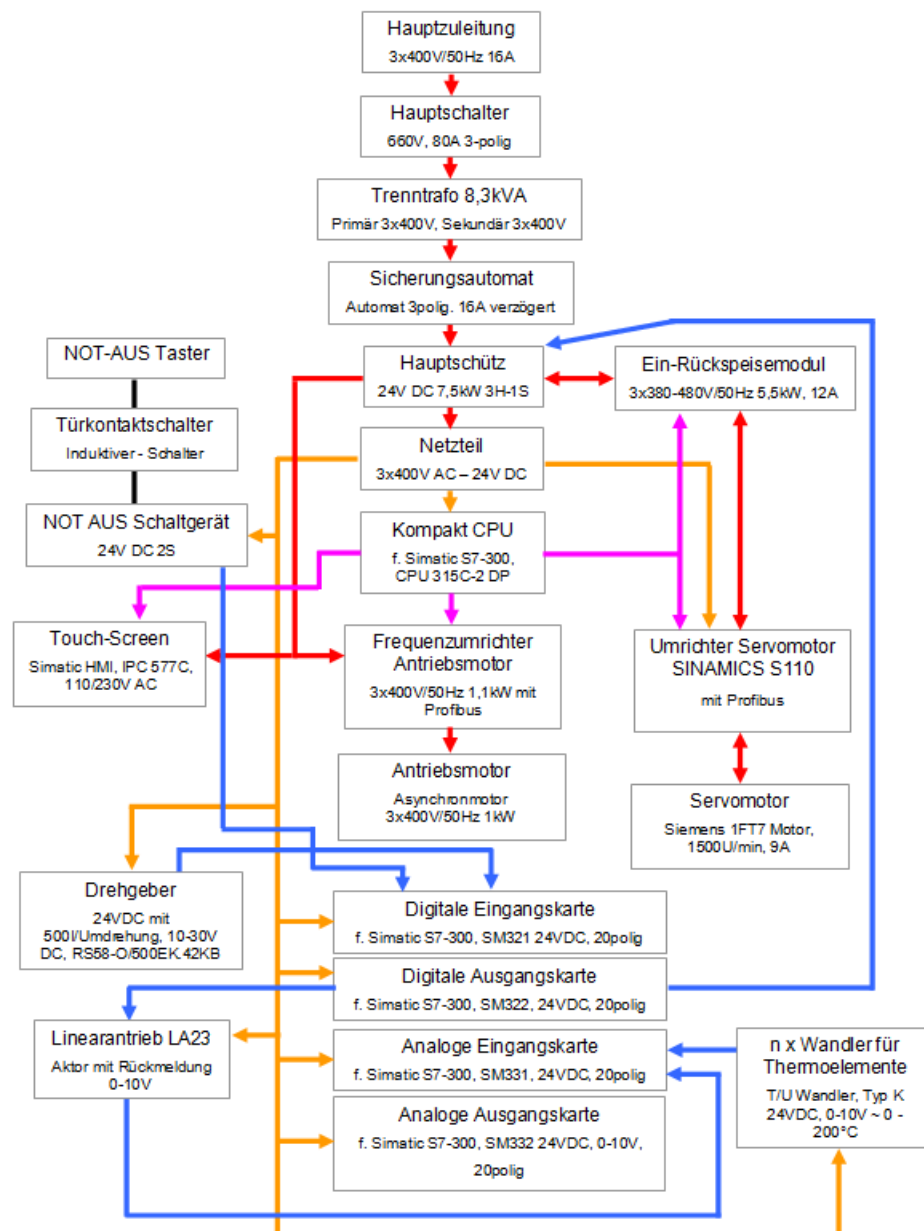


Abbildung 64: graphische Funktionsübersicht elektrische Komponenten

In der Abbildung 64 kann man die Zusammenhänge der einzelnen Komponenten erkennen. Die in Rot gekennzeichneten Verbindungen sind Leistungsverbindungen, das heißt sie führen 230V oder 400V AC, die Orangen Leitungen sind die Spannungsversorgungen in 24V DC. Die Blauen Leitungen sind digitale oder analoge Signale und die Profibusleitungen sind in Violett gekennzeichnet.

Für diesen Prüfstand ist ein PC basierender Prozessor in einem Touchpanel die zentrale Einheit für die Steuerung des gesamten Prüfstands. Die CPU und die jeweiligen Umrichter für Antriebsmotor und Servomotor werden vom HMI aus über Profibus gesteuert. Die Regelung der jeweiligen Motoren wird über die abgestimmten Controller in den Umrichter vollzogen. Es müssen lediglich die einzelnen Parameter der Motoren und Schnittstellenprotokolle erstellt werden und anschließend kann der Antrieb erfolgen. Wie die jeweiligen Programmabschnitte zu erstellen sind, wird in dem Abschnitt 7.2.2<sup>31</sup> beschrieben.

Die restlichen Sensoren und Aktoren sind direkt mit einer I/O Schnittstellenkarte der CPU bzw. schlussendlich mit der Simatic HMI über Profibus verbunden. Die einzelnen Eingänge werden ausgewertet und ins Hauptprogramm als definierte Eingänge verarbeitet.

Die vollautomatische Rückspeiseeinheit ist insofern für die Vernichtung der Bremsenergie des Belastungsmotors (Servomotor) notwendig. Man könnte die erzeugt überschüssige Energie auch in Wärme über Bremswiderstände abbauen, jedoch erzeugen diese Widerstände Wärme und dies ist nicht gewünscht, da es in den bestehenden Prüfräumen auf Grund der parallel laufenden Geräten eine weitere Erhöhung der Raumtemperatur geben würde. Die Rückspeiseeinheit ist direkt mit dem Umrichter für den Servomotor verbunden und wird vollautomatisch an die Umgebungsbedingungen, dem Hausnetz in seiner Phasenlage und Amplitude angepasst, damit die erzeugte Energie über die Zuleitung zum Prüfstand rückgespeist werden kann.

Der installierte Trenntrafo wird zur Trennung des Schutzleiters auf der Zuleitungsseite benutzt um das ungewollte Auslösen des Fehlerstromschutzschalters zu verhindern, da auf Grund der notwendigen hohen Zwischenkreisspannung, mit Gleichstrom, durch den Umrichter, Ableitströme auf die Erdung entstehen könnten.

---

<sup>31</sup> Softwarebeschreibung

### 7.2.1 Hardwarebeschreibung

Die Abbildung 64 zeigt den kompletten Funktionsbaum inkl. Verdrahtungsbedingungen der Strom- und Signalleitungen. Im nachfolgenden Absatz werden die Hauptkomponenten ausgewählt und schematisch dargestellt.

Der Prüfstand beinhaltet einen Schaltschrank indem sich die gesamten Steuerungseinheiten befinden. Dieser muss ausreichend groß dimensioniert sein um alle Komponenten den notwendigen Platz zu geben. Im Schaltschrank werden Hutschienen montiert an denen die gesamten Bauteile einfach montiert werden können. Als Schaltschrankhersteller wird die Firma RITTAL empfohlen. Der Schrank RITTAL Kompakt-Schaltschränke AE – AE 1376.500 würde von den Abmessungen in Frage kommen.

Für das Not-Aus Relais wird die Firma Pilz herangezogen. Anbei ein Auszug der Eigenschaften des verwendeten Pilz Schaltgeräts:

#### Maßgeschneiderte Sicherheit für Ihre Anwendung



Sicherheitsschaltgeräte PNOZ X haben sich durch Ihre Zuverlässigkeit und Robustheit bewährt. Sie finden sie in einem breiten Anwendungsbereich in den unterschiedlichsten Sicherheitsapplikationen. Pro Sicherheitsfunktion setzen Sie ein PNOZ X ein. Technische Basis sind potentialfreie, elektromechanische Kontakte in der 2-Relais-Technik. Baugrößen variieren von 22,5 bis 90 mm, die Anzahl der Kontakte von zwei bis acht.

Abbildung 65: PNOZ X Sicherheitsschaltgerät<sup>32</sup>

Die Verdrahtung des Pilz Relais ist dem Datenblatt zu entnehmen und auch die Einbindung von dem Notaus und Türkontaktschalter ist darin enthalten.

<sup>32</sup> Siehe unter [www.pilz.com](http://www.pilz.com), Zugriff am 22.01.2013



Für den Antriebsmotor käme ein Motor der Firma VEM in Frage: (VEM IE2-WE1R 90 S2)



Abbildung 66: Drehstrommotor VEM Antriebsmotor<sup>33</sup>

Anbei die technischen Daten des Motors:

Hersteller:	VEM
Typ:	IE2-WE1R 90 S2
Effizienzklasse:	IE2 (High Efficiency) nach IEC 60034-30
Leistung:	1,5 kW
Drehzahl:	3000 U/min
Spannung:	230 / 400 V
Frequenz:	50Hz
Isolationsklasse:	F
Schutzart:	IP55
bestellbare Bauformen:	IM B3,B5,B14G,B35 (weitere erhältlich)
Betriebsart:	S1
Wirkungsgradbestimmung nach:	IEC 60034-2-1

Abbildung 67: Technischen Daten VEM Asynchronmotor

Da der Antriebsmotor nur eine Drehzahlregelung benötigt kann ein handelsüblicher Frequenzumformer verwendet werden. Er sollte lediglich einen Profibusanschluss besitzen.

<sup>33</sup> Siehe unter <http://shop.nbe-online.de/Drehstrommotoren/IE2-Hocheffizienz-Motoren/Drehzahl-3000-U/min/Drehstrommotor-VEM-IE2-WE1R-90-S2::2464.html?XTCsid=3b780552a67a2a7da2808b5a90151a99>, Zugriff am 22.01.13

Folgender Servomotor wurde ausgewählt für die Bremseinheit:

Siemens Servomotor vom Typ 1FT7102-5AB70-1BG0:



Abbildung 68: Servomotor Typ 1FT7<sup>34</sup>

---

<sup>34</sup> Siehe unter [www.automation.siemens.com](http://www.automation.siemens.com) Zugriff am 22.01.2013

Der dazugehörige und abgestimmte Umformer mit Profibusanbindung ist vom Typ:

SINAMICS S110:



Abbildung 69: SINAMICS S110 Umformer für Servomotor<sup>35</sup>

Für die zusätzliche Überwachung der Drehzahl vom Keilriemenantrieb wird folgender Impulsdrehgeber von Hengstler (RS58-O/500EK.42KB) eingesetzt:



Abbildung 70: Drehgeber Hengstler

### 7.2.2 Softwarebeschreibung

Bei der Software werden im Wesentlichen die Möglichkeiten der Realisierung angedeutet und der komplette Ablauf der Bedienung und der Programmierung wird beschrieben. Außerdem werden noch die Möglichkeiten der Visualisierungsoberflächen der einzelnen Menüpunkte dargestellt.

Um bei dem Getriebeprüfstand die einzelnen Schritte der Programmierung darstellen zu können, muss eine Funktionsbeschreibung erstellt werden. Dies ist die Basis für die eigentliche Schrittkette. Im Wesentlichen gibt es eine Anfangsbedingung oder Grundbedingung und im Anschluss das eigentliche Programm. Der komplette Programmablauf lässt sich in Worten wie folgt beschreiben:

---

<sup>35</sup> Siehe unter [www.automation.siemens.com](http://www.automation.siemens.com) Zugriff am 22.01.2013

Wenn der komplette Prüfstand mit Netzspannung versorgt wird lässt sich über den Hauptschalter der Prüfstand unter Spannung setzen. Sofern keine Störung vorliegt beginnt das Simatic HMI Touchpanel hochzufahren und lässt das Startbild<sup>36</sup> erscheinen. Auf diesem Startbild erkennt man in der Mitte vom Bildschirm den schematischen Aufbau des Prüfstands wo auch diverse Echtzeitmessdaten, wie Drehzahl, Drehmoment, Leistung und Temperatur angezeigt werden. Auf der linken Seite kann man die einzelnen Modi wie „Betrieb einrichten“, „Manueller Betrieb“ und „Automatischer Betrieb“ erkennen. Auf der rechten Seite des Bildschirms kann man die Button „START“, „STOPP“ und „PAUSE“ erkennen. Hinter jeden dieser Buttons und Anzeigen werden die Daten zwischen der S7-300 und dem Simatic HMI via Profibus ständig ausgetauscht. Wie man die einzelnen Variablen benennt ist bei der Programmierung individuell gestaltbar.

Wenn der Benutzer den Prüfstand in Betrieb nehmen möchte kommt der erste Schritt in der Ablaufsteuerung. Der Prüfstand gibt den Befehl Prüfstand EIN nur frei, wenn keine Fehlermeldungen im Initialschritt vorliegen. Dieser Schritt kann durch Fehler in der Busleitung, Probleme mit diversen Aktoren oder durch die nicht geschlossene Schutztür verursacht werden. Wird die Schutztür geschlossen und das Pilz Sicherheitsrelais quittiert springt das Programm zum nächsten Schritt weiter.

Jetzt beginnt der Prüfstand mit dem gewünschten Modi z.B.: Automatischer Betrieb an zu laufen. Das heißt im Folgenden, dass der Antriebsmotor auf die gewünschte Leerlaufdrehzahl hoch läuft. Der Drehgeber übermittelt die Ist-Drehzahl mit den 500I/Umdrehung<sup>37</sup> zurück, diese U/min werden in der Visualisierung für den Benutzer angezeigt.

Anbei wird kurz der Berechnungsprozess der Ist-Drehzahl über einen Inkrementalgeber beschrieben. Grundlage ist, dass die SPS den digitalen Eingang in einem Messfenster von 1sec auswertet und zur Berechnung frei gibt, denn dann lässt sich die Drehzahl wie folgt berechnen.

$$\text{Impulse pro 1sec} * 1 \text{ Umdrehung pro 500 Impulse} * 60 = \text{Drehzahl in U/min}$$

Weiters beginnt sich das Getriebe an der Eingangswelle zu drehen, jetzt wird je nach Getriebetyp der Seilzug für die Fahrtriebsaktivierung betätigt, die Getriebeausgangswelle beginnt sich zu drehen. Je nach gewünschter Sollwertvorgabe laut csv Datei beginnt der Belastungsmotor das gewünschte Drehmoment an das Getriebe aufzubringen. Da der Servomotor im Umrichter auf Sollwertfolge einstellbar ist, braucht man sich über die ei-

---

<sup>36</sup> Wird im Punkt Visualisierung beschrieben

<sup>37</sup> Umrechnung in U/min wird gesondert beschrieben

gentliche Regelung keine Gedanken zu machen. Es wird lediglich der gewünschte Sollwert via Profibus an den Umrichter des Servomotors übermittelt und im Anschluss wird die Regelung des gewünschten Drehmoments zwischen Umrichter und Servomotor erledigt. Überschreitet aus irgendeinem Grund die interne Drehmomentmessung<sup>38</sup> des Servomotors den gewünschten Sollwert oder sogar das Maximum der voreingestellten Abschalgrenzen wird die Drehmomentregelung sofort auf Null reduziert. Anschließend wird das Getriebe über die Seilzüge abgeschaltet und schlussendlich wird auch der Antriebsmotor über den Frequenzumformer auf Drehzahl = 0 gefahren. Der Benutzer bekommt am Bildschirm die Fehlermeldung präsentiert und kann diese sofern der Fehler behoben oder analysiert worden ist quittieren und der Programmablauf beginnt von vorne.

Wünscht der Benutzer eine Pause, da er Wartungsarbeiten am Getriebe vornehmen möchte kann diese einfach über den „PAUSE“ Button am Touchpanel durchgeführt werden. Dazu werden wieder in gleicher Reihenfolge wie bei einem Fehlerfall die einzelnen Motoren und Aktoren abgeschaltet und der Prüfstand geht in den sicheren Zustand. Erst wenn die Schutztür offen ist kann der Benutzer die Wartungsarbeiten durchführen.

Weiters werden sämtliche Daten über einen Ethernetanschluss in einem definierten Ordner im VIKING Verzeichnis abgelegt und gespeichert. Dort können die erzeugten Txt – Dateien im Excel oder andere Auswerteprogramme bearbeitet werden.

Anbei noch eine Darstellung wie eine Visualisierung für diesen Prüfstand aussehen könnte:

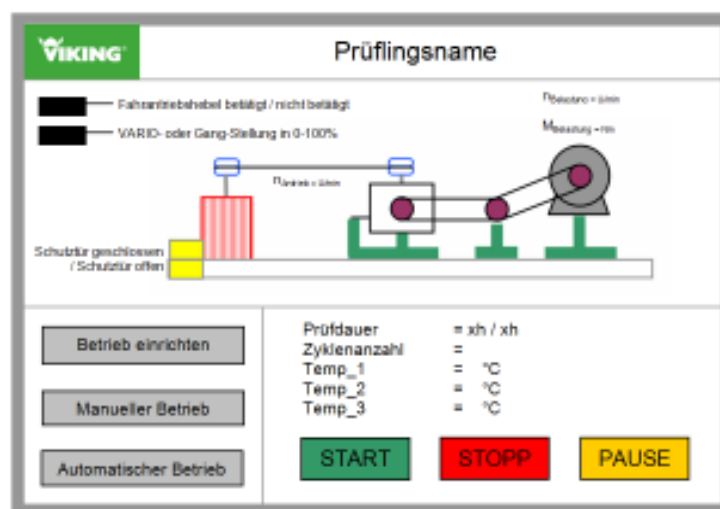


Abbildung 71: Hauptmenü Visualisierung

<sup>38</sup> Interne Drehmomentmessung von einem Servomotor wird über die Strommessung vollzogen

Sollte der Benutzer den Button Betrieb einrichten Drücken kommt er in das Untermenü, das wie folgt aussehen könnte:

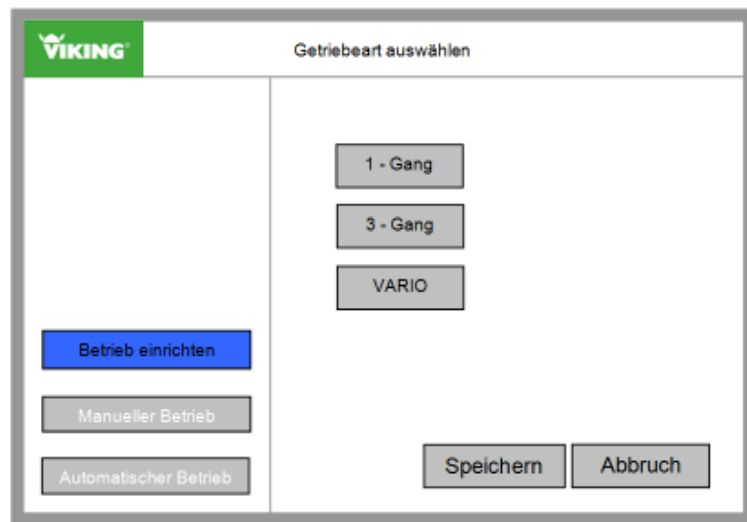


Abbildung72: Menüvorschlag Betrieb einrichten

Die weiteren Untermenüpunkte und Visualisierungen werden mit dem gleichem Schema aufgebaut und programmiert. Wie die Menüstruktur im Hintergrund aufgebaut sein muss ist in der Abbildung 43 im Kapitel 6.1.7 Visualisierung ausführlich erläutert.

## **8 Schlussbetrachtung**

### **8.1 Zusammenfassung**

Jeder Prüfstand stellt an den Entwickler hohe Ansprüche in seinem technischen Wissen und dies wurde in den Kapiteln dieser Diplomarbeit bis ins Detail aufgezeigt. Begonnen bei der Definition und Abgrenzung der einzelnen gewünschten Funktionen der jeweiligen Auftraggeber für solche komplexen Prüfstände, bis hin zu den Evaluierungen einzelner Messdaten aus den unterschiedlichen Praxisbelastungen sind Inhalt dieser Abschlussarbeit. Weiters wurden verschiedenste Lösungsansätze über die Definition einzelner Konzepte mit dem anschließenden Gegenüberstellen dieser Konzepte mittels geeigneten Vergleichsmethodiken aufgezeigt. In den beiden Abschlusskapiteln wurden Betrachtungen und Konstruktionen im Sinne der Realisierbarkeit aufgezeigt, welche bei dem Aufbau in der Praxis mit verwendet werden könnten. Außerdem wurde der komplette Softwareteil in Worten beschrieben um die gewünschte Funktionalität ausführlich darstellen zu können.

### **8.2 Ausblick**

Ob und wie der Prüfstand bei der Firma VIKING GmbH umgesetzt wird, soll nicht Thema dieser Diplomarbeit sein, dennoch wäre es aus meiner Sicht sinnvoll meine Diplomarbeit bei der Umsetzung in die Praxis als Grundlage zu verwenden um Kosten und Aufwand bei den jeweiligen ausführenden Organen zu sparen. Natürlich kann man diesen Prüfstand auch auf eine andere Art und Weise gestalten, jedoch die technischen Raffinessen sind auf keine Art und Weise zu umgehen und werden auftreten.

## 9 Exkurs in den Aufbau in der Praxis

Im Zuge der Diplomarbeit hat sich herausgestellt, dass die Variante mit dem Servomotor und Profibusrealisierung aus Zeit und Kostengründen nicht mehr umgesetzt wird. Stattdessen hat man die Realisierung des Prüfstands drastisch reduziert um ein rasches Anlaufen des Prüfstands zu gewährleisten. Wie der Prüfstand jetzt schlussendlich umgesetzt wird, ist in den nächsten Absätzen beschrieben.

Die Simatic S7 wurde durch eine Siemens LOGO ersetzt. Die Bedienung für den Benutzer läuft über mechanische Taster welche als Digitaleingang in die LOGO verarbeitet werden. Auch die Auswahl der variantenspezifischen Gangwahl wird über gekennzeichnete Wählschalter bedient, siehe Abbildung 72. Weiters wird der Modus des Betriebs über eine Auswahlschalter zwischen Manuell und Automatikmodus realisiert. Der Antriebsmotor wird nicht über einen über einen HITACHI Frequenzumformer geregelt.



Abbildung 73: Bedienung und Schaltschrank Prüfstand Praxis

Die Temperaturmessung sowie die gesamte Messung von diversen Kenngrößen wie Drehzahl und Drehmoment werden über einen extern angeschlossenen Datenlogger (Graphtec GL220) realisiert.

Die Sicherheitstechnik wurde soweit auch umgesetzt nur wurde der magnetische Türkontaktschalter durch einen mechanischen Schalter ersetzt. Zu erwähnen ist auch, dass die Schutztür nicht mehr auf Linearführungen realisiert wird, sondern über ein Scharnier mit einer Schwingfunktion, was aber keine Einfluss auf die Funktion des Prüfstands darstellt. Denn das komplette Itemgestell wird in den vorgeschlagenen Abmaßen realisiert.



Bei der Bremseinheit wurde auf eine kostengünstigere Hysteresebremse gewechselt, welche sich durch eine einfache Regelung ansteuern lässt. Hersteller dieser Bremse ist die Firma Magtrol<sup>39</sup>. Diese Firma bietet auch eine Ansteuerungseinheit via Stromregelung für die Bremse an. Umso mehr Erregerstrom in die Bremse eingeleitet wird, umso mehr Bremsmoment erzeugt die Bremse. Weiters ist diese Bremssystem auch in der Lage ein gewisses gewünschtes Stillstandsmoment zu erzeugen(im Gegensatz zu einer Wirbelstrombremse). Lediglich der aktive Antrieb der Bremseinheit ist nicht realisierbar. Weiters benötigt diese Bremse eine Luftkühlung, um die Betriebstemperatur bei hohen Belastungen nicht zu überschreiten.

Geregelt wird die Belastung im Automatikmodus über ein vordefinierte LOGO Programm, welches auf die Praxisbelastungen aufgebaut und abgestimmt wurde. Die einzelnen Sollwerte werden über Analogausgänge an die Steuerungseinheit von Magtrol übergeben, dadurch lassen sich die unterschiedlichen Belastungen wiederholbar und genau einstellen.

Anbei ein paar Bilder<sup>40</sup> vom realisierten Prüfstand mit den einzelnen Komponenten:



Abbildung 74: Prüfstand komplett mit Gestell und Schaltschrank

---

<sup>39</sup> Siehe Hysteresebremse auf [www.magtrol.de](http://www.magtrol.de), Zugriff am 26.01.13

<sup>40</sup> Aus Geheimhaltungsgründen sind diverse Teile vom Prüfling (Getriebe) nicht ersichtlich!

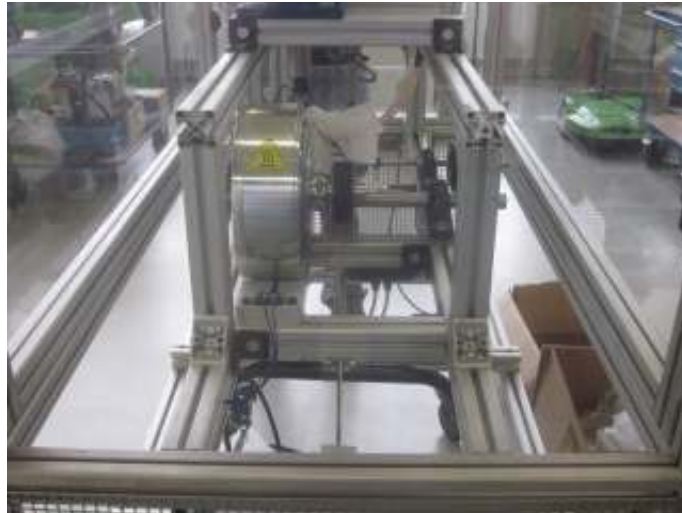


Abbildung 75: Hysteresebremse Magtrol im eingebauten Zustand

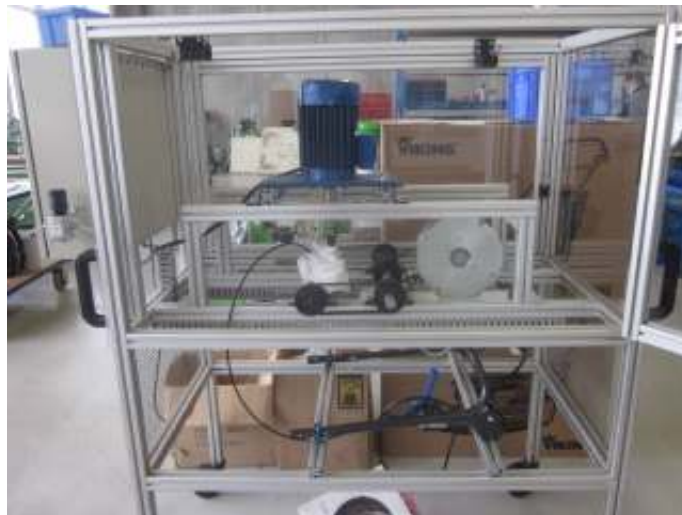


Abbildung 76: Seitenansicht Prüfaufbau (Schutztür offen)

Wie in Abbildung 75 ersichtlich, ist der Antriebsmotor jetzt direkt mit dem Getriebeeingang gekoppelt um keine zusätzliche Belastung auf die Messung des Drehmoments zu bekommen. Dies ist auch eine Änderung zum vorgeschlagenen Realisierungskonzept.

Die Messung des Drehmoments wird über eine radiale Abstützung des Getriebes auf eine Kraftmessdose realisiert. Diese Kraftmessdose wird über einen Signalwandler auf 0-10V in die LOGO als Istwert eingelesen und über einen PI Regler auf den Sollwert der Belastung über die Stellgröße der Bremseinheit hingeregelt.

Damit die Drehmomentmessung des IST Werts nicht beeinflusst wird, ist der Antriebsmotor nicht mehr über einen Keilriemen und Riemenscheiben mit dem Getriebe verbunden, sondern direkt von oben mit einer beweglichen Kupplung. In der nachfolgenden Abbildung 76 und 77 ist ein Lenker zur Ansteuerung des Getriebes ersichtlich. Auf Grund der vorhandenen Pneumatikkomponenten wird für die 1-Gang Getriebebetätigung mit einem

Pneumatikzylinder realisiert. Ein geeignetes Ventil schaltet diesen Zylinder über einen Digitalen Ausgang der LOGO.



Abbildung 77: Lenker inkl. Seilzug zur Ansteuerung Getriebe



Abbildung 78: Pneumatikzylinder Ansteuerung Fahrtrieb



Abbildung 79: Hysteresebremse mit Zahnriemen und Zahnscheiben



## Literatur

- [VKÜ13] [www.viking.at/ueber-uns.aspx](http://www.viking.at/ueber-uns.aspx), verfügbar am 16.01.13, 08:00
- [VKG13] [www.viking.at/unsere-geschichte.aspx](http://www.viking.at/unsere-geschichte.aspx), verfügbar am 16.01.13, 09:00
- [VKP13] [www.viking.at/die-premium-marke-fuer-anspruchsvolle-gaertner.aspx](http://www.viking.at/die-premium-marke-fuer-anspruchsvolle-gaertner.aspx), verfügbar am 16.01.13, 09:00
- [VKRM13] [www.viking.at/VIKING-Produkte/Rasenmäher/Rasenmäher-für-den-professionellen-Einsatz/21592-1517/MB-755-KS.aspx](http://www.viking.at/VIKING-Produkte/Rasenmäher/Rasenmäher-für-den-professionellen-Einsatz/21592-1517/MB-755-KS.aspx), verfügbar am 16.01.13, 09:00
- [DMS13] [www.isd.uni-stuttgart.de/lehre/diplom/skripte/versuchstechnik/VT\\_K6.pdf](http://www.isd.uni-stuttgart.de/lehre/diplom/skripte/versuchstechnik/VT_K6.pdf), verfügbar am 17.01.13, 09:00
- [IBD13] [www.ibd-wt.de/typo3temp/pics/58ab4f5a6b.jpg](http://www.ibd-wt.de/typo3temp/pics/58ab4f5a6b.jpg), verfügbar am 17.01.13, 13:00
- [WEK13] [www.weka-motorenpruefstaende.de/Leistungsbremsen\\_mt.html](http://www.weka-motorenpruefstaende.de/Leistungsbremsen_mt.html), verfügbar am 17.01.13, 17:00
- [SIE13] [www.automation.siemens.com/mcms/mc/de/motoren/servo-und-hauptspindelmotoren/synchronmotor/Seiten/synchronmotor.aspx](http://www.automation.siemens.com/mcms/mc/de/motoren/servo-und-hauptspindelmotoren/synchronmotor/Seiten/synchronmotor.aspx), verfügbar am 17.01.13, 21:00

- [HAB13] [shop.haberkorn.com/sortiment/antriebselemente/wellenabeverbindungen/taper-lock-buchsen/70794](http://shop.haberkorn.com/sortiment/antriebselemente/wellenabeverbindungen/taper-lock-buchsen/70794), verfügbar am 20.01.13, 20:00
- [PIL13] [www.pilz.com/de-DE/knowhow/standards](http://www.pilz.com/de-DE/knowhow/standards), verfügbar am 21.01.13, 08:00
- [ITM13] [www.item24.at/home/produkte/produktkatalog/produktdetails/products/konstruktionsprofil-6/profil-6-30x30-natur-41901.html](http://www.item24.at/home/produkte/produktkatalog/produktdetails/products/konstruktionsprofil-6/profil-6-30x30-natur-41901.html), verfügbar am 21.01.13, 18:00
- [MUL12] [mulco1.gwj.de/index.php?id=27&L=0](http://mulco1.gwj.de/index.php?id=27&L=0), verfügbar am 22.01.13, 07:00
- [LIN13] [www.linak.de/produkte/Linearantriebe.aspx?product=LA23](http://www.linak.de/produkte/Linearantriebe.aspx?product=LA23), verfügbar am 22.01.13, 17:00
- [NBE13] [shop.nbe-online.de/Drehstrommotoren/IE2-Hocheffizienz-Motoren/Drehzahl-3000-U/min/Drehstrommotor-VEM-IE2-WE1R-90-S2::2464.html?XTCsid=3b780552a67a2a7da2808b5a90151a99](http://shop.nbe-online.de/Drehstrommotoren/IE2-Hocheffizienz-Motoren/Drehzahl-3000-U/min/Drehstrommotor-VEM-IE2-WE1R-90-S2::2464.html?XTCsid=3b780552a67a2a7da2808b5a90151a99), verfügbar am 22.01.13, 21:00
- [SIE13] [www.automation.siemens.com](http://www.automation.siemens.com), verfügbar am 22.01.13, 22:00
- [MAG13] [www.magtrol.de](http://www.magtrol.de), verfügbar am 26.01.13, 12:00

## **Selbstständigkeitserklärung**

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe.

Stellen, die wörtlich oder sinngemäß aus Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht.

Diese Arbeit wurde in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt.

Ebbs, den 28.01.2013

Ing. Sebastian Matt